

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

ББК 31.365
У62
УДК 621.4

ГОС. ПУБЛИЧНАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА СССР

7-78-949855

15
20241

Stirling-cycle machines
G. WALKER
Universiti of Calgary, Canada
Clarendon Press. Oxford. 1973.

Уокер Г.

У62 Машины, работающие по циклу Стирлинга:
Пер. с англ.: — М.: Энергия, 1978. — 152 с., ил.
85 к.

Книга посвящена новому перспективному типу тепловых машин — двигателям Стирлинга, находящим применение в энергетических и холодильных установках, тепловых насосах, а также различных транспортных и технологических устройствах. Дана термодинамический анализ цикла Стирлинга. Рассмотрены варианты конструктивного выполнения двигателей Стирлинга с регенерацией и без нее, даны методы их расчета. Даны рекомендации по применению двигателей Стирлинга в различных отраслях техники.

Книга предназначена для инженеров-теплотехников, разрабатывающих и исследующих тепловые машины.

У 30302-401 12-78
051(01)-78

ББК 31.365
6П2.24

© Oxford University Press 1973

© Перевод на русский язык, предисловие, издательство
«Энергия», 1978 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В условиях роста населения Земли и бурного развития энергетики * как основы технического прогресса, связанного с интенсивной разработкой, эксплуатацией и истощением природных энергетических ресурсов и, как следствие этого, с ощутимым изменением и загрязнением биосферы Земли, отражающимся в конечном итоге на здоровье людей, перед наукой возникает неотложная проблема: найти другие пути получения энергии, избавить современную энергетику от потребления органического топлива с целью уменьшения отрицательного воздействия на окружающую среду.

Новое отношение к использованию природных ресурсов и к состоянию окружающей среды является в настоящее время важной экономической необходимостью, вытекающей из ограниченности запасов минерального топлива в недрах Земли и ограниченной производимой мощности земной атмосферы. Например, добыча нефти началась немногим более ста лет назад (1857 г.; в промышленных масштабах — с 1880 г.), и прошло всего около ста лет после промышленного получения электроэнергии и изобретения двигателя внутреннего сгорания и менее пятидесяти лет с начала промышленного использования газовых турбин (конец 30-х годов текущего столетия), а энергетический кризис 1973 г. в западных странах дал реально почувствовать, что запасы ископаемого топлива, и прежде всего жидкого, не безграничны.

В обозримом будущем СССР не угрожает энергетический кризис, который уже сегодня ощутим для ряда стран. Тем не менее использование в будущем новых технических средств по сравнению с существующими, потребляющими в основном ископаемое топливо, будет несомненно способствовать существенной его экономии и сохранению окружающей среды.

Известно, что получение и преобразование энергии неизбежно сопровождается теми или иными загрязнениями среды, причины возникновения которых в настоящее время рассматриваются в са-

* По данным ООН на март 1976 г. население Земли достигло 4 млрд., а к 2000 г. должно составить 6 млрд. 637 млн. человек. В среднем каждый день население Земли увеличивается на 195 тыс. человек. На 1975 г. суммарная установленная мощность всех электростанций в мире составляла примерно 1250 ГВт.

мом широком аспекте. Главные источники загрязнения биосферы Земли — промышленные предприятия, электростанции и транспортные системы, а одна из основных причин загрязнения — процессы сжигания каменного угля, нефти и нефтепродуктов и других видов топлива *. Наряду с загрязнением воздуха, воды и почвы ухудшение состояния окружающей среды связано также и с чрезмерным увеличением уровня шума, вибрации, рассеивания теплоты. В соответствии с последними оценками ежегодно в атмосферу выбрасывается от 960 до 2600 млн. т твердых частиц и частиц, образующихся при выхлопе газов. Экологические изменения, происшедшие на планете в основном за последние 50 лет, становятся все ощутимее, и природе все труднее нейтрализовать и сохранять в своих недрах отходы промышленного производства. Цивилизация общества имеет тенденцию к увеличению потребления энергии во всех ее видах с удвоением приблизительно через каждые 10 лет, в связи с этим будет возрастать и загрязнение окружающей среды.

Современная энергетика решает не только чисто энергетические проблемы, она охватывает все многообразие методов получения и практического применения различных видов энергии для промышленных и бытовых нужд. С этих позиций важно отметить, что такие маломощные преобразователи энергии, как двигатели внутреннего сгорания (использующиеся в передвижных и стационарных энергоустановках, в транспортных системах и т. п.), являются в настоящее время самыми распространенными потребителями энергии, а, следовательно, и одними из главных источников загрязнения окружающей среды. Двигатель средней мощности за год работы (на автомобиле) выделяет с выхлопными газами около 1 т токсичных веществ в различных соединениях: окись углерода, окислы азота, несгоревшие углеводороды, альдегиды, свинец и его соединения и др. В США на долю этих двигателей приходится до 20% всей потребляемой страной энергии (нефти и нефтепродуктов) и 60% всего количества веществ, загрязняющих атмосферу. Подобное положение наблюдается и в других промышленно развитых странах**.

В качестве мер борьбы с загрязнениями различного рода, вызванными современными двигателями, многими странами разработаны новые, более жесткие требования к составу выхлопных газов и уровню шума. Однако затраты на усовершенствование процессов сгорания (послойное образование рабочей смеси и т. п.), очистку и нейтрализацию токсичных составляющих выхлопных газов, на

* Структура мирового энергобаланса 1970 г. в пересчете на нефтяной эквивалент следующая: уголь 1600 млн. т (33,5%), нефть 2210 млн. т (46,5%), природный газ 830 млн. т (17,5%), гидроэнергия и атомная энергия 120 млн. т (2,5%), всего 4750 млн. т (100%).

** В 1975 г. во всем мире было несколько сотен миллионов автомашин, причем около 220 млн. — легковых. В Москве к середине 1976 г. насчитывалось почти 200 тыс. личных автомобилей, что составляло половину городского транспорта. Ежегодный прирост только личных автомобилей в Москве около 30 тыс.

снижение шума до уровня настоящих и будущих требований значительны, а реализация практического контроля многочисленного городского транспорта — дело чрезвычайно сложное и практически малореальное.

Наиболее показательными примерами последствий влияния загрязнений атмосферного воздуха на организм человека служат описанные в научной литературе случаи отравления людей в долине реки Маас (Бельгия) в 1930 г., в Доноре (штат Пенсильвания, США) в 1948 г. и в Лондоне в декабре 1952 г. С загрязнением атмосферного воздуха ряд ученых связывают и рост частоты возникновения злокачественных новообразований в легких.

В СССР решение проблемы охраны окружающей среды всегда носило общегосударственный плановый характер. Уже первые декреты советской власти заложили основы рационального использования природных ресурсов страны. С целью усиления охраны внешней среды 29 декабря 1972 г. было принято важное Постановление ЦК КПСС и Совета Министров СССР «Об усилении охраны природы и улучшении использования природных ресурсов». В «Основных направлениях развития народного хозяйства СССР на 1976 — 1980 годы» говорится: «Усилить работы по созданию транспортных и других средств, обеспечивающих уменьшение загрязнения воздушного бассейна выхлопными газами». Государственный подход СССР к охране окружающей среды закреплен 18 статьей новой Конституции СССР, принятой 7 октября 1977 г.

Объективный характер требований, диктуемых настоящим и будущим, заставляет заблаговременно изыскивать новые энергоресурсы и разрабатывать не только более эффективные, но и достаточно «чистые» способы преобразования энергии большой и малой мощности. Эти вопросы очень сложны и должны рассматриваться комплексно. В области большой энергетики — это прежде всего управляемый термоядерный синтез, МГД генераторы, солнечная энергетика, гидроэнергетика и др. В области малой энергетики — замена нефти и ее производных другими топливами (например, водородом *), применение в транспортных системах электрических и тепловых аккумуляторов, рассмотрение возможностей использования других механических преобразователей энергии (например, двигателей с внешним подводом теплоты — паровых, двигателей Стирлинга и др.), дальнейшее развитие топливных элементов, совершенствование термоэлектрических, термоэмиссионных и иных способов преобразования энергии.

Вышеперечисленные перспективные направления развития малой энергетики имеют свои достоинства и недостатки. Так, использование водорода в качестве источника энергии связано с проблемой более дешевого способа его получения из воды (в настоящее время водород добывается из природного газа); разработка электрических

* В 1970 г. мировое потребление водорода составило около 18 млн. т

аккумуляторов (свинцовых, никель-железных, никель-кадмиевых, цинк-воздушных, горячих натриево-серных и др.) — с проблемами создания достаточно емких, надежных, легких, дешевых и относительно быстро подзаряжающихся аккумуляторов. Кроме того, перевод большого парка автомобилей на электротягу связан с ограниченными запасами металлов (в частности, свинца) и дополнительной выработкой электроэнергии. Что касается топливных элементов, то они в настоящее время слишком дороги. Технические характеристики парового двигателя не уступают характеристикам обычного бензинового двигателя; кроме того, в нем может быть обеспечено более полное сгорание топлива. Однако для парового двигателя предстоит решить проблемы смазки цилиндров, работы двигателя при сильном морозе или сильной жаре. Вероятно, это будет так же трудно, как найти удовлетворительный источник энергии для электромобиля.

В предлагаемой читателю книге проф. Грэхема Уокера «Машины, работающие по циклу Стирлинга» рассматриваются вопросы перспективного развития и применения машин Стирлинга. Эти машины отличаются универсальностью и конструктивным разнообразием и могут работать как двигатели, холодильные машины, тепловые насосы и генераторы давления во многих областях техники. Как двигатели они имеют ряд существенных преимуществ: высокая эффективность и экономичность, возможность работы от разнообразных низко- и высокопотенциальных источников энергии (углеводородные топлива — твердые, жидкие, газообразные; ядерная и солнечная энергия; теплота реакции окисления металлов, теплота геотермального пара и термальной воды и т. д.). В двигателях могут быть использованы различные рабочие тела (воздух, водород, гелий, CO_2 , химически реагирующие газы и др.). Они могут работать по замкнутому и открытому термодинамическим циклам и отличаются малым уровнем шума, а при использовании углеводородных топлив — низким содержанием токсичных составляющих выхлопных газов. Специфическим свойством двигателей Стирлинга является их способность к длительной автономной работе в энергосистемах при отсутствии атмосферного воздуха (в космических или подводных условиях).

Стремление реализовать потенциальные возможности этих двигателей вызвало проведение интенсивных научно-исследовательских, конструкторских и экспериментальных работ в ряде зарубежных фирм: Филипс, Джeneral Моторс, Юнайтед Стирлинг, Форд, Волво и др. В результате были созданы и исследованы двигатели широкого диапазона мощностей (от нескольких ватт до 3500 кВт) различного назначения (для применения в различных энергосистемах, для транспорта, для работы в космосе, в подводных условиях; для военных и бытовых целей и т. п.). Целевые испытания подтвердили положительные качества двигателей, их конкурентоспособность с традиционными двигателями и другими преобразователями энергии. Было отмечено, что применение двигателей Стир-

линга целесообразно в тех случаях, когда существующие системы по отдельным показателям не вполне удовлетворяют предъявляемым требованиям (например, в шахтах, карьерах, в городском транспорте и т. п.) или вообще неприменимы.

Способность двигателей Стирлинга утилизировать отбросную теплоту промышленных предприятий и других объектов делает его применение чрезвычайно выгодным с точки зрения экономии природного топлива и расширения топливного баланса. Для СССР с его огромной территорией и различными климатическими и ресурсными зонами применение двигателей Стирлинга может позволить использовать (особенно в отдаленных районах) местные виды топлива без предварительной их переработки. К числу недостатков разработанных двигателей (в основном типа автомобильных) относятся их несколько большие массо-габаритные параметры и более высокая стоимость. С целью их устранения в настоящее время ведутся работы по решению широкого круга вопросов: от совершенствования теории и методики расчетов по оптимизации необходимых параметров до совершенствования технологии производства. Отдельные типы двигателей Стирлинга изготавливаются рядом зарубежных фирм.

Несмотря на ряд существенных преимуществ двигателей Стирлинга, они пока еще не получили заметного массового распространения. Это обусловлено рядом обстоятельств как технико-экономического (проблемы конструкционных материалов, регенератора, снижение затрат на производстве и т. п.), так и коммерческого характера (существование традиционных двигателей, сохранение коммерческой тайны). Однако, независимо от этого, ожидается, что их массовое серийное производство (для транспортных систем) в некоторых странах начнется в 1981 г. и к 1985 г. составит 10% всего количества выпускаемых двигателей.

На основе конструкций двигателей Стирлинга были разработаны и эффективные холодильные и криогенные машины (ожижители и криорефрижераторы) различной холодопроизводительности с широким диапазоном рабочих температур. Они уже нашли широкое применение во многих областях науки, техники и на производстве в установках для ожижения и реконденсации различных газов, для очистки инертных газов от примесей, в лабораторных (ядерных и низкотемпературных) экспериментах, для хранения веществ и материалов при низких температурах. Разработанные конструкции ряда машин характеризуются надежностью, термодинамической эффективностью, относительно малыми массой и габаритами, удобством регулирования и возможностью автоматизации.

Книга Г. Уокера предназначена для широкого круга читателей и преследует цель познакомить читателя с вопросами работы и применения машин с циклом Стирлинга. Автор не дает полного описания тех или иных машин и процессов, происходящих в отдельных аппаратах, в сложной математической форме, а стремится изложить научные, технические, экономические и другие прин-

ципы, на которых базируются разработки машин Стирлинга, а также отметить те трудности, которые возникают при их создании. В связи с этим может показаться, что изложению элементарных основ физики, термодинамики, теплопередачи, гидравлики или механики уделяется слишком много места, тогда как данные о конкретных особенностях самих машин приведены в весьма сжатой форме. Между тем следует иметь в виду, что принцип действия машин Стирлинга позволяет создавать множество их модификаций, базирующихся на общих фундаментальных законах с использованием достижений многих областей современной науки и техники. Классификация всего многообразия машин Стирлинга излагается автором в гл. 6. Такое изложение, позволяющее оценить (или найти пути к оценке) возможности и трудности, возникающие при преобразовании энергии с помощью машин Стирлинга, с учетом несколько популярного характера книги представляется на первом этапе знакомства с проблемой весьма целесообразным, а для расширения круга читателей — просто необходимым. В целом имеющийся в книге материал не ограничивается изложением только элементарных понятий, а является следствием длительных и глубоких исследований и содержит ценные справочные сведения, которые можно найти в обширном списке литературы, приведенном автором в конце книги. Она выгодно отличается от других подобных изданий своим наиболее полным представлением всего многообразия схем, возможностей и областей применения машин Стирлинга.

Автор книги Г. Уокер — широко известный за рубежом специалист по машинам Стирлинга, профессор инженерно-механического факультета университета Калгари в Канаде, консультант ряда министерств и промышленных фирм Англии, США, Канады.

Предлагая вниманию читателей настоящую книгу, хочется надеяться, что вопросы, связанные с исследованием и применением машин Стирлинга, заинтересуют читателя.

Б. Сутугин

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ВВЕДЕНИЕ

1-1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ

Машина, работающая по циклу Стирлинга, представляет собой устройство с *замкнутым* термодинамическим регенеративным циклом, в котором циклические процессы сжатия и расширения осуществляются при различных уровнях температуры, а управление потоком рабочего тела происходит путем изменения его объема; на этом принципе основано превращение теплоты в работу или наоборот.

Существуют машины, работающие по *открытому* регенеративному циклу, где управление потоком рабочего тела осуществляется с помощью клапанов. Точнее, такие машины работают по циклу Эриксона, но на практике различие между ними не слишком существенно и ввиду этого определение «машина Стирлинга» часто относится ко всем без исключения типам регенеративных машин. Это — обобщенное название большого семейства машин с самыми разнообразными функциями, характеристиками и конструкциями. В это семейство входят как ротационные, так и поршневые машины, в конструкции которых используются механизмы различной сложности. Все эти машины способны работать как двигатели, тепловые насосы, генераторы давления и холодильные установки.

1-2. РАЗЛИЧНЫЕ НАЗВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Двигатели Стирлинга часто имеют и другие названия, как, например, тепловые воздушные или тепловые газовые двигатели; присваивают им и специфические названия: двигатели Хейнричи (Heinrichi), Робинсона (Robinson) или Ренкина — Напира (Repkine — Napier). В результате это приводит к нечеткости терминологии. Можно убедительно показать, что выражение «цикл Стирлинга» применимо только для идеального термодинамического цикла, а название «двигатель Стирлинга» — для определенной разновидности машины, которая, кстати сказать, не работает по циклу Стирлинга — положение, не проясняющее данный вопрос. С точки зрения принципа действия рассматриваемого двигателя наиболее

правильным было бы название «тепловая регенеративная машина», но вводить в настоящее время этот термин слишком поздно; поэтому в дальнейшем во всех случаях по-прежнему будет широко использоваться название «двигатель Стирлинга». Четкое различие всегда можно сделать лишь между теми машинами, в которых управление потоком рабочего тела осуществляют либо путем изменения его объема (двигатели Стирлинга), либо с помощью клапанов (двигатели Эриксона). Сделать это можно на том основании, что они имеют совершенно различные характеристики.

1-3. КРАТКАЯ ИСТОРИЯ

Двигатели Стирлинга и Эриксона имеют длинную историю, которая была детально изучена Финкельштейном (1959 г.)¹.

Машины конца XVIII в. можно считать первенцами тепловых воздушных двигателей, но их основное развитие относится к началу XIX в. Первым работающим двигателем такого типа был, вероятно, тепловой воздушный двигатель открытого цикла, построенный Георгом Кайлеем (George Cayley) в 1807 г. Приблизительно в 1816 г. Робертом Стирлингом (Robert Stirling), священником из Шотландии, был изобретен тепловой двигатель с регенерацией, работавший по замкнутому циклу. Позднее, шведский изобретатель Джон Эриксон (John Ericsson), работавший в Англии, сконструировал регенеративный тепловой двигатель открытого цикла. Впоследствии в течение всего XIX в. в Англии, Европе и США широко использовались тысячи подобных двигателей самых разнообразных форм и габаритов. Они были надежными, достаточно эффективными и, что самое важное, безопасными по сравнению с современными паровыми машинами. Мощность этих двигателей была небольшая — от 0,185 до 3,7 кВт (от 0,25 до 5 л. с.), но строились также и более мощные. Возможно, что наиболее интересным был двигатель, построенный Эриксоном в 1853 г. для морского судна. Двигатель имел четыре цилиндра и при диаметре поршней 4,27 м, ходе 1,52 м, частоте вращения 9 об/мин развивал мощность около 220 кВт (300 л. с.). Двигатель был установлен на корабле «Эриксон», впоследствии опрокинутом штормом в нью-йоркском порту.

Приблизительно в середине XIX в. был изобретен двигатель внутреннего сгорания; его последующее развитие в виде бензиновых двигателей и дизелей наряду с изобретенным в это же время электродвигателем явилось причиной резкого уменьшения использования двигателей Стирлинга, и к 1914 г. они уже практически не применялись. Однако производство двигателей Стирлинга специального назначения, как, например, двигателей, работавших на керосине и служащих приводом для вентиляторов, которые использовались в тропических странах, продолжалось в Англии по крайней мере до 1946 г., а модели этих двигателей выпускаются до сих пор.

¹ См. список литературы.

1-4. ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ «ФИЛИПС»

Начало исследовательских работ по двигателям Стирлинга было положено в лабораториях фирмы «Филипс» в Эйндховене в конце 30-х годов; с этого момента в их развитии наблюдается непрерывный прогресс. Вначале эти работы были направлены на разработку двигателей для небольших электрогенераторных установок, предназначенных для питания радиоаппаратуры и другого подобного оборудования для использования в отдаленных районах земного шара, где аккумуляторные электробатареи были малодоступны. Последующее развитие радиоламп и аккумуляторов и в особенности использование транзисторов уменьшили потребность в небольших электрогенераторных установках. Однако к этому времени были достигнуты уже значительные успехи, способствующие дальнейшим исследованиям, в которых особое значение придавалось развитию двигателей большой мощности. Эти исследования включали экспериментальные разработки двигателей различной мощности до 330 кВт (450 л. с.) с более интересными характеристиками, чем у существующих двигателей внутреннего сгорания. К основным преимуществам двигателя Стирлинга фирмы «Филипс» следует отнести малый уровень шума и малую степень загрязнения воздуха выхлопными газами при значениях эффективного к. п. д. и удельной мощности сравнимых или лучших, чем у бензиновых двигателей или дизелей. Именно это сочетание характеристик, отвечающее все возрастающей заботе людей об окружающей среде, усилило внимание к использованию двигателей Стирлинга в транспорте. Проводимые в настоящее время интенсивные исследования и разработки направлены на создание более совершенного прототипа двигателя для транспорта и связанных с ним систем.

Направления научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ фирмы «Филипс» были изложены доктором Мейером (Meijer) в 1969 г.¹

Другие работы по двигателям Стирлинга, проводившиеся фирмой «Дженерал моторс» (General Motors) с 1958 по 1970 г. по лицензиям фирмы «Филипс», детально описаны доктором Хефнером (Heffner) в 1965 г. По более поздним лицензиям фирмы «Филипс» работают группа по изучению двигателя Стирлинга МАН — MBM (M.A.N. — M.W.M.), созданная в 1967 г. в ФРГ, и шведский консорциум «Юнайтед Стирлинг АВ» (United Stirling AB), образованный в 1968 г. Краткая сводка о деятельности этих двух фирм приведена Ниленом (Neelen) и др. (1971 г.). В настоящее время обсуждаются и другие лицензионные соглашения.

¹ Доктор Мейер — ведущий специалист по двигателям Стирлинга фирмы «Филипс». (Прим. перев.)

Двигатели Стирлинга хорошо работают и в режиме холодильных машин. Эти возможности были впервые выявлены еще в 1834 г. Джоном Хершелем (John Herschel), а в 1876 г. Александр Кирк (Alexander Kirk) дал описание машины, которая работала в течение 10 лет. Но тем не менее только в конце 1940-х годов была сделана серьезная попытка использовать холодильные машины, работающие по циклу Стирлинга, в коммерческих целях. И снова за решение этой задачи взялась фирма «Филипс» в Эйндховене. Первая холодильная машина для оживления воздуха была изготовлена в 1955 г. С тех пор интенсивные работы в этой области привели к созданию целого ряда криогенных газовых машин с широким диапазоном по холодопроизводительности, и в настоящее время такие машины выпускаются как для проведения различных криогенных научных исследований, так и для промышленных целей. Холодильные машины, работающие по обратному циклу Стирлинга, наиболее эффективны в диапазоне криогенных температур (очень низкие температуры), в более высоком диапазоне температур (низкие температуры, используемые в промышленности и в быту) в настоящее время главным образом работают фреоновые парокompрессионные холодильные машины.

Некоторые фирмы, в том числе такие, как «Малакер и Хьюз эйркрафт», США (Malakar Labs Inc., Hughes Aircraft Co.) выпускают для продажи небольшие (или даже миниатюрные) криогенные машины. Эти компании совместно с Северо-Американским отделением фирмы Филипс (North American Philips Inc.), специализирующиеся на производстве миниатюрных охладителей, считают своей основной целью производство небольших криогенных машин для электронной промышленности, где они используются в основном для охлаждения инфракрасных детекторов, применяемых в различных военных и гражданских целях.

Получили развитие и другие поршневые регенеративные криогенные машины, в частности оживитель гелия Коллинза (Collins), разработанный фирмой «А. Д. Литтл инкорпорейшн» (A. D. Little Inc.), а также машины, работающие по принципу Джиффорда — Мак-Магона (Gifford — McMahon). Во всех этих машинах имеются клапаны, и в соответствии с ранее принятым определением они должны быть отнесены к машинам, работающим по циклу Эриксона; в дальнейшем они здесь рассматриваться не будут. Из этого, конечно, не следует, что указанные машины не представляют интереса. Разработанная Коллинзом (Samuel Collins) в Массачусетском технологическом институте (MIT) простая, дешевая и надежная

¹ Под термином «холодильные машины» здесь подразумеваются вообще машины, работающие по обратному циклу Стирлинга. Криогенные газовые машины (КГМ) — это холодильные машины, работающие по обратному циклу Стирлинга с температурного уровня $T \leq 100$ К (оживители газов и криогенные рефрижераторы). (Прим. перев.)

расширительная машина, позволившая получать жидкий гелий, является одним из важных достижений криогенного машиностроения, что открывает широкие возможности к всесторонним исследованиям с гелием. В будущем это может обеспечить прогресс в деле использования сверхпроводимости в линиях электропередачи и в электронике.

Было проведено много исследований и по двигателям Стирлинга, но они пока не привели к какому-либо коммерческому воплощению, хотя и внесли существенный вклад в их развитие, главным образом в классическую теорию, что нашло отражение в работах Финкельштейна (Finkelstein), Смита (Smith) и Уокера (Walker).

ГЛАВА ВТОРАЯ

ИДЕАЛЬНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ

2-1. НЕКОТОРЫЕ ЭЛЕМЕНТАРНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Первый и второй законы термодинамики, по-видимому, применимы ко всем тепловым машинам, в том числе и к двигателям Стирлинга.

Первый закон термодинамики. Первый закон термодинамики, известный как закон сохранения энергии, отрицает возможность создания постоянно действующего двигателя (или некоего термодинамического «черного ящика»), который производил бы работу без затраты энергии. Первый закон термодинамики требует равенства количества подведенной к машине и отведенной от нее энергии (в любой форме). Рассмотрим энергию топлива (бензин и воздух), подводимого к двигателю внутреннего сгорания с искровым зажиганием. Бензин и воздух соединяются в процессе горения, образовавшиеся горячие газы приводят в движение двигатель. Из всей энергии, содержащейся в топливе, около одной трети преобразуется в полезную работу двигателя, другая треть отводится системой охлаждения, а оставшаяся треть энергии как низкопотенциальная тепловая энергия выбрасывается с выхлопными газами. При прекращении подачи бензина двигатель останавливается. Этот пример — прямое проявление первого закона термодинамики, в основу которого положены различные опытные данные.

Второй закон термодинамики. Второй закон термодинамики, возможно, менее понятен. Одна из формулировок второго закона гласит, что невозможно создать периодически действующую систему с потреблением теплоты из некоего резервуара и превращением ее полностью в работу. Первый закон термодинамики говорит о том, что полученная работа *никогда не может быть больше* подводимой теплоты, в то время как второй закон уточняет это положение и утверждает, что работа *должна быть всегда меньше*. Применительно к бензиновому двигателю внутреннего сгорания второй закон термо-

динамики отрицает возможность превращения всей подводимой энергии, содержащейся в топливе, в полезную работу. Некоторая часть этой энергии должна непременно теряться в виде теплоты, отводимой системой охлаждения или выхлопными газами.

Этих важных положений достаточно для освещения поставленных в книге целей. Для более полного ознакомления с первым и вторым законами термодинамики и вытекающими из этих законов выводами читатель может обратиться к любому стандартному учебнику по технической термодинамике, например к книге Уолласа и Лининга¹ и др.

Термический к. п. д. цикла. Отношение произведенной работы W к подведенной энергии Q есть термический к. п. д. цикла, т. е. $\eta = W/Q$. В большинстве случаев очень важно максимизировать к. п. д., поскольку он характеризует часть полезной энергии, содержащейся в литре горючего (бензина или нефти). Поэтому, принимая во внимание то обстоятельство, что по второму закону термодинамики термический к. п. д. цикла всегда меньше единицы, важно стремиться к его максимально возможному значению.

Термический к. п. д. цикла Карно. Для любых заданных условий максимальный термический к. п. д. зависит только от максимальной и минимальной температур цикла и определяется формулой

$$\eta_{\max} = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_{\max}}.$$

Данное выражение является очень важным и имеет особое название — к. п. д. цикла Карно. Это максимально возможное значение термического к. п. д. достигается при передаче теплоты к системе и от нее соответственно при температурах $T_{\max}$ и $T_{\min}$.

2-2. p , V - и T , S -ДИАГРАММЫ

Процессы, протекающие даже в самой простейшей тепловой машине, настолько сложны, что нет возможности точно рассчитать происходящее. Вместо этого принимается некая теоретическая модель, в которой идеализированы некоторые условия протекания процессов с тем, чтобы в какой-то степени иметь возможность провести анализ работы машины. В этом случае работа большинства типов машин может быть упрощена предположением о последовательно повторяющихся термодинамических процессах, называемых циклом. Обычно каждый процесс рассматривается в отдельности

¹ Wallace F. J., Linning W. A. Basic engineering thermodynamics. Sir Isaac Pitman and Son Ltd., London.

В СССР хорошо известен ряд книг по технической термодинамике, как, например, Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. А. Техническая термодинамика. — М.: Энергия, 1968; Вукалович М. П., Новиков И. И. Техническая термодинамика. — М.: Энергия, 1968; Ястржембский А. С. Техническая термодинамика. — М.: Энергия, 1953. (Прим. перев.)

и предполагается, что изменения термодинамических функций¹ происходят по мере перехода рабочего тела из одного состояния в другое; при этом одна из функций остается постоянной. Важными термодинамическими функциями являются: давление (p), объем (V), температура (T), внутренняя энергия (U), энтальпия (J) и энтропия (S).

Цикл, состоящий из последовательных процессов, в каждом из которых одна из термодинамических функций остается постоянной, а другие меняются, может быть изображен графически по-разному. Два таких способа значительно облегчают анализ работы тепловых машин. Это p , V - и T , S -диаграммы.

Указанные диаграммы являются важными, поскольку площадь на p , V -диаграмме представляет собой произведенную работу, а площадь на T , S -диаграмме — передаваемую теплоту. В качестве примера рассмотрим рис. 2-1, где показан поршень в закрытом цилиндре. В объеме между поршнем и торцом цилиндра находится некоторое количество газа; можно принять, что такому положению соответствует точка A на p , V - и T , S -диаграммах. Если теперь газ будет нагреваться через стенку цилиндра от некоего внешнего источника, то возможны различные случаи. При неподвижном поршне объем остается постоянным; нагревание газа приводит к повышению его давления и температуры; в этом случае работа не производится (рис. 2-1, а). Если поршень будет иметь возможность свободно передвигаться, а процесс подвода теплоты регулироваться таким образом, чтобы давление или температура оставались постоянными, то рассматриваемый процесс изобразится на рис. 2-1, б и в. В обоих этих случаях газ совершает работу за счет увеличения занимаемого объема, поскольку в систему подводится дополнительное количество теплоты.

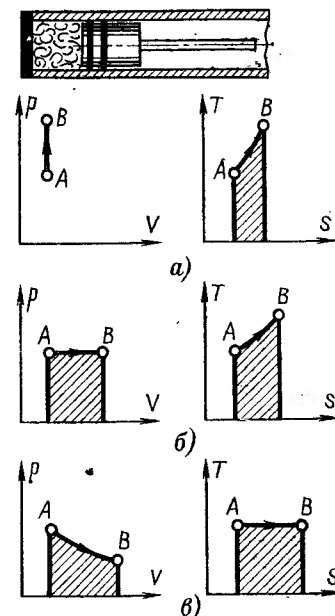


Рис. 2-1. Термодинамические процессы в p , V - и T , S -диаграммах.

а — нагрев при постоянном объеме; б — нагрев при постоянном давлении; в — нагрев при постоянной температуре.

¹ Термодинамические функции подразделяются на параметры (p , V , T) и функции (U , J , S) состояния системы. (Прим. перев.)

2-3. ЦИКЛ КАРНО

Цикл Карно — это термодинамический цикл, состоящий из четырех последовательных процессов (рис. 2-2).

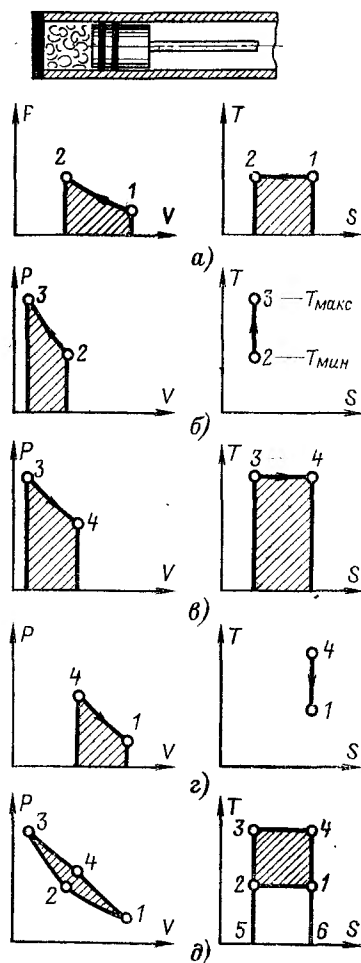


Рис. 2-2. Цикл Карно.

а — изотермическое сжатие; б — изотермическое сжатие; в — изотермическое расширение; г — изотермическое расширение; д — цикл Карно в p , V - и T , S -диаграммах.

граммах. Поскольку процесс изотермический, количество отведенной теплоты в точности равно затраченной работе.

Для второго процесса — изотермического сжатия (рис. 2-2, б) считается, что головка цилиндра полностью теплоизолирована. При движении поршня по направлению к головке цилиндра теплота

Для рассмотрения работы двигателя по идеальному циклу Карно предположим, что имеется поршень и цилиндр (см. рис. 2-2). Далее предположим, что цилиндр полностью изолирован, а поршень имеет возможность перемещаться в цилиндре без трения; кроме того, будем считать, что утечки рабочего тела из цилиндра отсутствуют.

По нашему желанию головка цилиндра может быть принята либо с очень высокой теплопроводностью, либо быть полностью теплоизолированной.

Предположим, что в начале цикла поршень находится в верхней мертвой точке; объем между поршнем и оболочкой цилиндра максимальный. Давление и температура рабочего тела минимальны; на рис. 2-2, а это соответствует точке 1. Пусть теперь поршень движется к головке цилиндра; при этом происходит сжатие рабочего тела, что на рис. 2-2, а показано процессом 1-2. В этом случае предполагается, что материал головки цилиндра обладает высокой теплопроводностью, а коэффициент теплопередачи бесконечно большой; вследствие этого процесс протекает изотермически (при постоянной температуре). Работа, затраченная на сжатие газа, и отведенная от него теплота показаны заштрихованными площадями соответственно на p , V - и T , S -диа-

не может быть отведена от газа, поэтому в идеальном случае энтропия остается постоянной. Этот процесс протекает с уменьшением объема и увеличением давления и температуры газа. Работа, произведенная над газом, показана заштрихованной площадью на p , V -диаграмме, а передачи теплоты в этом процессе нет. Два оставшихся процесса расширения — изотермическое (3-4) и изотропическое (4-1) показаны соответственно на рис. 2-2, в и г.

В результате объединения этих четырех процессов получится цикл в p , V - и T , S -координатах, показанный на рис. 2-2, д. Заштрихованная площадь, ограниченная линией 1-2-3-4 на p , V -диаграмме, представляет собой полезную работу за цикл. Аналогично площадь 4-3-5-6 на T , S -диаграмме характеризует подведенную в цикле теплоту. Площадь 1-2-3-4 — теплота, превращенная в работу, а площадь 1-2-5-6 — теплота, отводимая от цилиндра за цикл. Из этой диаграммы ясно, почему цикл Карно имеет наибольший из возможных термический к. п. д. При заданных температурных условиях, т. е. при заданных значениях $T_{\text{макс}}$ и $T_{\text{мин}}$, невозможны циклы с большим отношением площадей 1-2-3-4 и 4-3-5-6, следовательно, термический к. п. д. $\eta = \frac{W}{Q} = \frac{\text{пл. 1-2-3-4}}{\text{пл. 4-3-5-6}}$ должен быть наибольшим.

В термодинамическом анализе должны использоваться абсолютные температуры. В T , S -диаграмме за нулевую температуру принята температура, равная -273°C (0 K); вследствие этого, если требуется отвести теплоту, эквивалентную площади 1-2-5-6, то она может быть значительной.

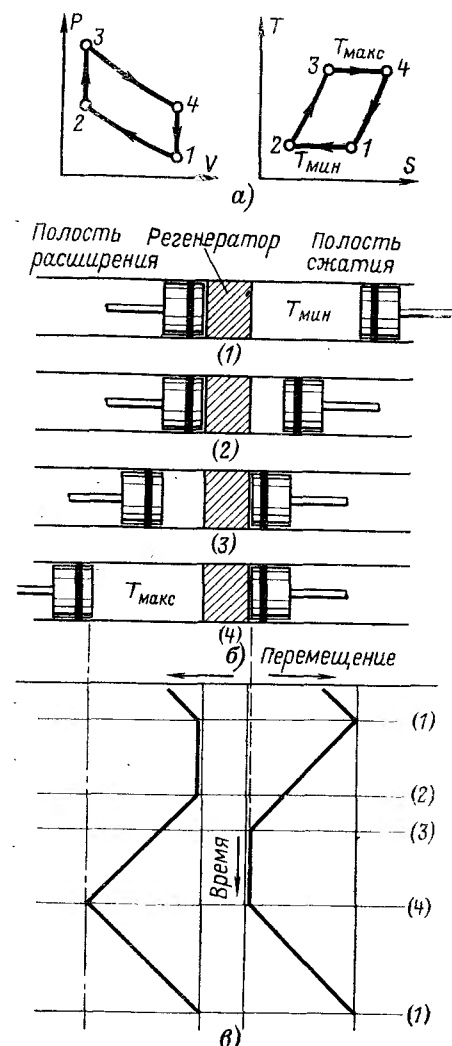
Очевидно, что к. п. д. цикла Карно (и это вообще относится ко всем двигателям) может быть повышен либо путем увеличения температуры $T_{\text{макс}}$, либо уменьшением температуры $T_{\text{мин}}$. Предельное значение максимальной температуры $T_{\text{макс}}$ ограничено конструктивными материалами двигателя и называется термическим пределом. За наименьшее возможное значение минимальной температуры $T_{\text{мин}}$ принимается температура охлаждающей воды или воздуха, обычно находящихся при окружающих атмосферных условиях.

Сконструировать двигатели, работающие по циклу Карно, практически невозможно: нет конструктивных материалов с совершенными теплоизоляционными и теплопередающими свойствами; движение поршней в цилиндрах происходит с трением и имеются потери, связанные с утечками газа. Однако наибольшие трудности возникают из-за малой разницы в углах наклона кривых на p , V -диаграмме, описывающих изотермические и изотропические процессы в газе (например, в воздухе); вследствие этого ничтожно мала площадь на p , V -диаграмме (рис. 2-2, д), если только не используются давление в несколько миллионов атмосфер и ход поршня — несколько метров. При таких предельных параметрах двигатель становится громоздким, тяжелым и совершенно неспособным производить работу на преодоление собственного трения. Несмотря

на невозможность практического использования, цикл Карно полезен для предварительного изучения работы любого двигателя. К тому же при некоторых изменениях, приводящих его к циклу Ренкина, цикл Карно является характерным для работы парожидкостных машин, таких как, например, поршневые паровые двигатели, паровые турбины и фреоновые холодильные установки.

2-4. ЦИКЛ СТИРЛИНГА

Цикл Стирлинга, приведенный на рис. 2-3, является в некоторых отношениях более простым, чем цикл Карно.



Рассмотрим цилиндр, имеющий два противоположно расположенных поршня с помещенным между ними регенератором. Регенератор можно рассматривать как некую термодинамическую «губку», обладающую способностью поочередно поглощать и отдавать теплоту. Он представляет собой металлическую насадку, состоящую из отдельных тонких проволочек или полосок. Один из двух объемов, расположенный между регенератором и поршнями, называемый полостью расширения, находится при высокой температуре $T_{\max}$. Другой объем, находящийся при низкой температуре $T_{\min}$, называется полостью сжатия. Следовательно, температурный градиент между торцевыми поверхностями регенератора равен $T_{\max} - T_{\min}$; в продольном направлении предполагается, что материал насадки имеет нулевую теплопроводность. Здесь так же, как и в цикле Карно, прини-

Рис. 2-3. Цикл Стирлинга.
а — p , V - и T , S -диаграммы; б — положения поршней в основных точках цикла; в — диаграмма «время — перемещение».

мается, что движение поршней происходит без трения и без утечек рабочего тела, находящегося между поршнями.

Предположим, что в начале цикла поршень полости сжатия находится в верхней мертвой точке, а поршень полости расширения — в нижней мертвой точке, около торцевой поверхности регенератора. В таком положении все рабочее тело находится в холодной полости сжатия. Его объем максимальный, а давление и температура минимальные; это соответствует точке 1 на p , V - и T , S -диаграммах (см. рис. 2-3). Во время процесса сжатия (1-2) правый поршень движется по направлению к нижней мертвой точке, а поршень полости расширения остается неподвижным. Рабочее тело сжимается в полости сжатия, и давление его увеличивается. Температура остается постоянной, так как теплота Q_c отводится от полости сжатия в окружающую среду.

В процессе 2-3 оба поршня движутся одновременно: поршень полости сжатия к регенератору, а поршень полости расширения — от регенератора. Движение поршней происходит таким образом, что объем между ними остается постоянным. Вследствие этого рабочее тело, проходя через пористую насадку регенератора, переходит из полости сжатия в полость расширения. При прохождении через регенератор температура рабочего тела за счет теплоты насадки повышается от $T_{\min}$ до $T_{\max}$. Постепенное увеличение температуры газа при прохождении его через насадку регенератора при постоянном объеме вызывает повышение его давления.

В процессе расширения 3-4 левый поршень продолжает двигаться от регенератора в направлении верхней мертвой точки; правый поршень полости сжатия остается неподвижным в нижней мертвой точке, вблизи регенератора. Поскольку это процесс расширения, то с увеличением объема газа давление его уменьшается. Температура рабочего тела остается постоянной, поскольку теплота Q_E подводится к системе от внешнего источника.

Последний процесс в цикле 4-1, во время которого поршни движутся одновременно так, чтобы вернуть рабочее тело при постоянном объеме через насадку регенератора из полости расширения в полость сжатия. При прохождении газа через насадку регенератора теплота от рабочего тела передается материалу насадки и вследствие этого температура рабочего тела уменьшается и достигает $T_{\min}$ — температуры полости сжатия. Теплота, переданная в этом процессе, сохраняется в насадке и передается рабочему телу в процессе 2-3 следующего цикла.

Таким образом, цикл состоит из четырех процессов: 1-2 — процесс изотермического сжатия, теплота от рабочего тела с температурой $T_{\min}$ передается окружающей среде; 2-3 — процесс при постоянном объеме, теплота от насадки регенератора передается рабочему телу; 3-4 — процесс изотермического расширения, теплота от внешнего источника с температурой $T_{\max}$ передается рабочему телу; 4-1 — процесс при постоянном объеме, теплота от рабочего тела передается насадке регенератора.

Если количества теплоты в процессах 2-3 и 4-1 одинаковы, то теплообмен между двигателем и окружающей средой осуществляется путем подвода и отвода теплоты соответственно при $T_{\max}$ и $T_{\min}$. Такие условия подвода и отвода теплоты при постоянных температурах удовлетворяют выводам второго закона термодинамики для максимального термического к. п. д. цикла; вследствие этого термический коэффициент полезного действия цикла Стирлинга такой же,

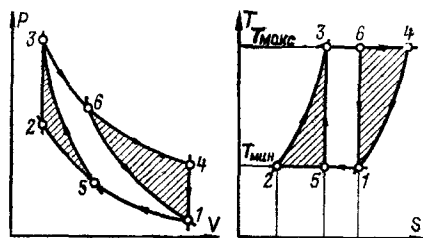
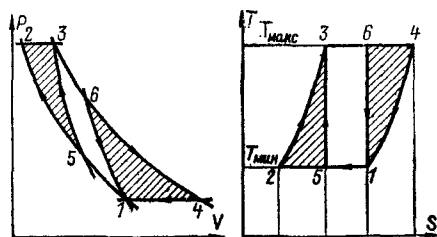


Рис. 2-4. Циклы Стирлинга и Карно. Приведенные циклы даны для одних и тех же значений максимальной и минимальной температур, давлений и объемов. Заштрихованные площади на p , V - и T , S -диаграммах характеризуют соответственно приrost внешней работы и увеличение количества теплоты в цикле Стирлинга.

как и для цикла Карно, т. е. $\eta = (T_{\max} - T_{\min})/T_{\max}$. Основное преимущество цикла Стирлинга перед циклом Карно заключается в замене двух изоэнтروпических процессов двумя процессами при постоянном объеме, что существенно увеличивает площадь на p , V -диаграмме. Поэтому для получения достаточной работы в цикле Стирлинга не требуется создавать очень высокие значения давлений и вытесняемых объемов, как в случае цикла Карно.

Рис. 2-5. Циклы Эриксона и Карно. Приведенные циклы даны для одних и тех же значений максимальной и минимальной температур, давлений и объемов. Заштрихованные площади характеризуют соответственно приrost внешней работы и увеличение количества теплоты в цикле Эриксона.



Сравнение p , V -диаграмм циклов Карно и Стирлинга для заданных давлений, температур и объемов приведено на рис. 2-4. Заштрихованные площади 5-2-3 и 1-6-4 представляют дополнительную работу, полученную вследствие замены изоэнтропических процессов процессами при постоянных объемах. Изотермические процессы 1-2 и 3-6 цикла Карно продлены, с тем чтобы получить процессы 1-2 и 3-4; таким образом, количество подводимой и отводимой теплоты в цикле Стирлинга увеличивается пропорционально полученной работе. Доля подводимой теплоты, превращенной в работу (термический к. п. д. цикла), одинакова для обоих циклов.

2-5. ЦИКЛ ЭРИКСОНА

В цикле Эриксона регенеративные процессы подвода и отвода теплоты при постоянных объемах, о которых говорилось выше, заменяются регенеративными процессами подвода и отвода теплоты при постоянных давлениях. Это приводит к циклу, изображенному на p , V - и T , S -диаграммах (рис. 2-5). Для одних и тех же значений давления, объемов и температуры термический к. п. д. цикла Эриксона такой же, как и для цикла Карно, а полезная работа и количество передаваемой теплоты намного больше.

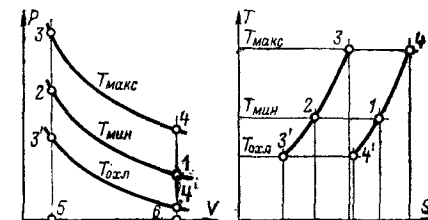
2-6. ЦИКЛ СТИРЛИНГА ДЛЯ ТЕПЛООВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Ранее было отмечено, что подвод теплоты в цикле осуществляется при некоторой высокой температуре $T_{\max}$. Часть теплоты превращается в работу, а часть отводится при низкой температуре $T_{\min}$. Описанный выше цикл относится к тепловому двигателю, в котором получение полезной работы связано с подводом теплоты от высокотемпературного источника энергии и ее отводом при низкой температуре.

2-7. ЦИКЛ СТИРЛИНГА ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Та же идеальная машина, с помощью которой было дано описание работы теплового двигателя по циклу Стирлинга, может быть использована для знакомства с работой холодильной машины с та-

Рис. 2-6. Цикл Стирлинга теплового двигателя и холодильной машины. В обеих машинах процесс сжатия происходит при $T_{\min}$. Процесс расширения в двигателе осуществляется при $T_{\max}$, а в холодильной машине — при $T_{\text{охл}}$. В двигателе теплота, подводимая при высокой температуре, преобразуется в полезную работу. В холодильной машине теплота отводится хладагентом; в этом случае требуется затрата внешней работы.



ким же циклом. Единственное различие состоит в том, что температура внешнего источника, от которого подводится теплота в процессе расширения, ниже, чем температура рабочей жидкости, отводящей теплоту в процессе сжатия. Это показано на рис. 2-6, где приведены p , V - и T , S -диаграммы циклов для теплового двигателя и холодильной машины.

В случае холодильной машины, работающей по обратному циклу Стирлинга, теплота отводится из холодной полости в процессе расширения 3'-4'. Работа сжатия (площадь 1-2-5-6) как для теплового двигателя, так и для холодильной машины одна и та же. Работа

расширения (площадь 4'-3'-5-6) в холодильной машине меньше работы сжатия, и для реализации данного цикла необходима энергия, подводимая от внешнего источника, эквивалентная площади 1-2-3'-4'. При переходе из полости сжатия в полость расширения в процессе 2-3' температура рабочего тела *уменьшается*, а в процессе 4'-1 соответственно увеличивается.

Эффективность работы холодильной машины оценивается холодильным коэффициентом, равным отношению отводимой теплоты к работе, затраченной на цикл, или

$$\frac{T_{\text{охл}}}{T_{\text{мин}} - T_{\text{охл}}}$$

При одних и тех же температурных условиях холодильный коэффициент циклов Стирлинга, Эриксона и Карно один и тот же, а холодопроизводительность циклов Стирлинга и Эриксона при заданных давлении и объеме намного выше, чем для цикла Карно.

2-8. ТЕПЛОВОЙ НАСОС С ЦИКЛОМ СТИРЛИНГА

Тепловой насос работает по такому же циклу Стирлинга, как и описанная выше холодильная машина; в обеих машинах температура полости расширения $T_{\text{охл}}$ меньше, чем температура полости сжатия $T_{\text{мин}}$. Различие в работе теплового насоса и холодильной машины в том, что температуры $T_{\text{охл}}$ и $T_{\text{мин}}$ в тепловом насосе более высокие. Для двигателя и холодильной машины $T_{\text{мин}}$ — температура окружающей среды, в качестве которой обычно используется вода, тогда как для теплового насоса $T_{\text{мин}}$ — температура, при которой из системы отводится теплота; эта теплота является полезной и может использоваться для обогрева зданий. Поэтому для теплового насоса значение $T_{\text{мин}}$ выше температуры окружающей среды, а подвод теплоты в цикле происходит при температуре $T_{\text{охл}}$ от атмосферного воздуха или от обычной воды.

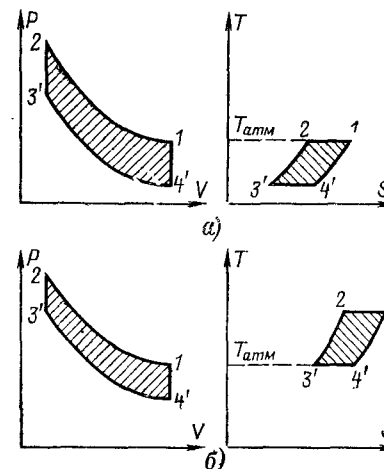
Сравнение цикла Стирлинга для теплового насоса и холодильной машины приведено на рис. 2-7. В обоих случаях требуется затрата работы от внешнего источника, что эквивалентно площади 1-2-3'-4'. Для теплового насоса полезной является отводимая при температуре $T_{\text{мин}}$ теплота; следовательно, коэффициент, характеризующий эффективность теплового насоса, выразится как отношение отводимой теплоты к работе, подводимой в цикле ¹, или

$$\frac{T_{\text{мин}}}{T_{\text{мин}} - T_{\text{охл}}}$$

¹ В отечественной технической литературе для определения эффективности теплового насоса используется термин «отопительный коэффициент». (Прим. перев.)

Рис. 2-7. Цикл Стирлинга для холодильной машины (а) и теплового насоса (б).

При работе теплового насоса или холодильной машины процесс расширения происходит при температуре меньшей, чем процесс сжатия; в этом случае требуется затрата внешней работы. В тепловом насосе процесс расширения осуществляется при атмосферной температуре, а теплота, отводимая в процессе сжатия при высокой температуре, является полезной теплотой за цикл.



Этот коэффициент — обратный термическому к. п. д. двигателя, в то время как коэффициент, характеризующий эффективность холодильной машины, определяемый как

$$\frac{T_{\text{охл}}}{T_{\text{мин}} - T_{\text{охл}}},$$

не является таковым.

2-9. ГЕНЕРАТОР ДАВЛЕНИЯ С ЦИКЛОМ СТИРЛИНГА

Предполагается, что исследуемые в настоящее время подобные системы, целью которых является повышение давления и перекачивание жидкости, работают по циклу, близкому к циклу Стирлинга. Системы, где перекачиваемые жидкость или газ отделены диафрагмой от рабочего тела цикла Стирлинга, могут быть отнесены к двигателям Стирлинга. В других случаях само рабочее тело подвержено сжатию и перекачиванию с помощью нагнетательных клапанов или других подобных устройств; такие системы по принятым во введении к книге определениям не могут быть отнесены к машинам, работающим по циклу Стирлинга. Тем не менее в литературе они рассматриваются как таковые.

В большинстве случаев при понижении давления в цикл вводится дополнительное количество рабочего тела; при повышении давления часть рабочего тела удаляется. Подвод теплоты происходит при высокой температуре, а его отвод — при низкой. Работа расширения больше работы сжатия на значение, эквивалентное работе по перекачиванию жидкости.

2-10. ВЫВОДЫ

Как правило, в прикладной термодинамике подчеркивается особенность цикла Карно как некоей идеализированной системы, не имеющей практического применения, но обладающей наивысшей

термической эффективностью. В сущности не уяснено, что имеется бесконечное число термодинамических циклов с такой же максимальной термической эффективностью. Все эти циклы должны иметь различные регенеративные процессы теплообмена и изотермические процессы подвода и отвода теплоты. Цикл Карно отличается от них тем, что в нем используются *изотропические*, а не *регенеративные* процессы теплообмена. К двум другим особым циклам относятся циклы Стирлинга и Эриксона, в которых регенеративные процессы происходят соответственно при постоянных объеме и давлении. Конечно, можно найти бесконечное множество и других подобных циклов с регенеративными процессами, происходящими не только при постоянных давлении, объеме, энтропии, но эти циклы не имеют собственных названий.

Возможность создания машины, работающей по циклу Стирлинга, является не менее отдаленной, чем возможность создания машины с циклом Карно. Машины, называемые в настоящее время двигателями Стирлинга, в действительности не работают по циклу Стирлинга. Различия между идеальным и действительным циклом двигателей посвящена следующая глава книги.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ЦИКЛ ДВИГАТЕЛЯ

3-1. ИДЕАЛЬНЫЙ ЦИКЛ

Цикл Стирлинга — это идеализированный термодинамический цикл, состоящий из четырех термодинамических процессов, отражаемых двумя изотермами и двумя изохорами.

При предварительном рассмотрении цикла предполагалось, что все процессы — термодинамически обратимые, а процессы сжатия и расширения — изотермические; вследствие этого было принято, что коэффициент теплоотдачи между стенками цилиндра и рабочим телом — бесконечно большой. Кроме того, считалось, что во время процессов сжатия и расширения вся масса рабочего тела находится в соответствующих полостях, а влияние каких бы то ни было свободных объемов в насадке регенератора, в зазорах цилиндра или пазах незначительно. Было принято также, что для соответствующего распределения массы рабочего тела в цикле поршни двигаются прерывисто, а гидравлическое сопротивление и механическое трение отсутствуют. Наконец, предполагалась идеальная регенерация теплоты; это означало, что коэффициент теплоотдачи между рабочим телом и насадкой регенератора, а также теплоемкость самой насадки бесконечно большие.

3-2. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ЦИКЛ

В любом реальном двигателе все перечисленные выше факторы, а также и ряд других значительно снижают термический к. п. д. цикла по сравнению с к. п. д. в идеальном цикле Карно. Эффективный к. п. д. составляет часть теоретического к. п. д. цикла Карно; это отношение называется относительным к. п. д., т. е.

$$\eta_{\text{отн}} = \frac{\text{эффективный к. п. д.}}{\text{термический к. п. д. цикла Карно}}$$

В хорошо сконструированной машине значение этого коэффициента превышает 0,4.

Для иллюстрации рассмотренного выше идеального цикла предполагалось, что механическое устройство состояло из двух oppositely расположенных поршней с помещенным между ними регенератором. Такая двухпоршневая машина является одной из разновидностей многочисленных конструкций; подробнее она будет рассмотрена несколько позже. Один из возможных вариантов двухпоршневой машины приведен на рис. 3-1. Это V-образный двигатель, поршни которого имеют общий коленчатый вал. Объемы сжатия и расширения расположены в полостях над поршнями и соединяются между собой каналом с имеющимися в нем регенератором и дополнительными теплообменниками.

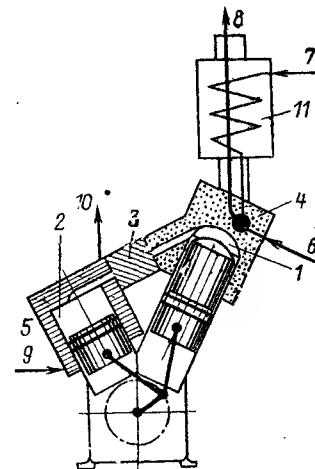


Рис. 3-1. Схема двигателя Стирлинга с V-образным расположением поршней. 1 — полость расширения; 2 — полость сжатия; 3 — регенератор; 4 — нагреватель; 5 — холодильник; 6 — подача горючего; 7 — подача воздуха; 8 — выход продуктов сгорания топлива; 9 — вход воды; 10 — выход пара; 11 — подогреватель воздуха.

При работе двигателя существенное отклонение от идеальности происходит вследствие непрерывного движения поршней в отличие от прерывистого движения для идеального случая. В результате цикл в p, V -диаграмме несколько видоизменяется; в этом случае он имеет вид непрерывной плавной замкнутой кривой, а четыре термодинамических процесса не имеют резких переходов (рис. 3-2).

В реальном двигателе процессы сжатия и расширения в соответствующих полостях осуществляются неполностью, и поэтому представляется возможным изобразить три отдельные p, V -диаграммы: для полости сжатия, полости расширения и для суммарного объема с учетом мертвых объемов. Мертвый объем — это та часть общей рабочей полости, которая при работе двигателя не вытесняется ни одним из поршней. К мертвому объему относятся: зазоры между соответствующим поршнем и цилиндром, свободные объемы регене-

ратора и теплообменников, объемы соединительных каналов и отверстий. Общая положительная работа за цикл характеризуется p , V -диаграммой полости расширения, а отрицательная (затраченная) работа сжатия за цикл — p , V -диаграммой полости сжатия. Разность площадей этих диаграмм есть полезная (индикаторная) работа за цикл, часть которой расходуется на компенсацию работы трения (механические потери), а остальная часть — это полезная механическая работа на коленчатом валу двигателя.

Для идеального цикла, в котором процессы сжатия и расширения протекают изотермически, а механические потери отсутствуют, разность площадей соответствующих p , V -диаграмм в точности равняется площади p , V -диаграммы для суммарного рабочего объема.

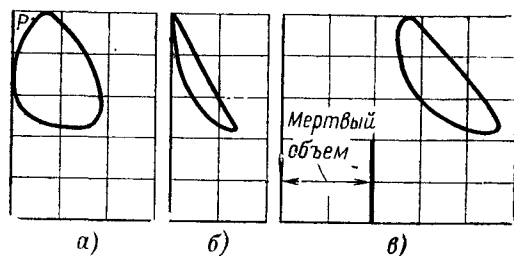


Рис. 3-2. Действительная p , V -диаграмма двигателя Стирлинга.

a — диаграмма полости расширения; b — диаграмма полости сжатия; c — диаграмма суммарного объема.

В реальном двигателе из-за наличия гидравлического сопротивления в регенераторе и теплообменниках, приводящего к разности давлений в полостях сжатия и расширения, такого равенства, естественно, не достигается. Гидравлическое сопротивление является чрезвычайно важным, поскольку оно уменьшает площадь p , V -диаграммы; это влечет за собой уменьшение полезной работы (а следовательно, и эффективного к. п. д.) двигателя и снижение холодопроизводительности и холодильного коэффициента холодильной машины (рис. 3-3).

Гармоническое движение поршней обуславливает циклическое перераспределение массы рабочего тела между различными температурными уровнями; в этом случае для общей массы рабочего тела невозможно построить наглядную T , S -диаграмму. Такие T , S -диаграммы можно построить лишь для отдельных частичек рабочего тела, перемещающихся от одного температурного уровня к другому; однако удобного способа, объединяющего все эти многочисленные диаграммы, нет.

Неизотермичность процессов сжатия и расширения — другая важная причина отклонения действительного цикла от идеального. Так, вероятней всего, что в двигателе с частотой вращения около 1000 об/мин эти процессы ближе к адиабатическим (отсутствует тепло-

обмен), чем к изотермическим (бесконечно большой коэффициент теплоотдачи). Для того чтобы процесс был наиболее близок к изотермическому, в двигателе часто используют специальные дополнительные теплообменники: нагреватель, примыкающий к полости расширения и служащий для подвода теплоты к рабочему телу, и холодильник, расположенный в зоне полости сжатия с целью отвода теплоты от рабочего тела (см. рис. 3-1). Несмотря на определенные улучшения условий теплообмена, наличие этих теплообменников имеет и некоторые негативные стороны. По всей вероятности, они увеличивают гидравлическое сопротивление, отрицательно сказывающееся на характеристиках двигателя, о чем уже говорилось выше. Далее, наличие указанных теплообменников вле-

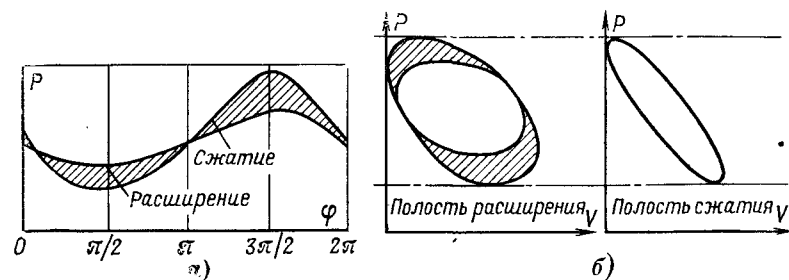


Рис. 3-3. Влияние гидравлического сопротивления на работу двигателя.

a — диаграмма «давление—время» для изменяющихся давлений в полостях сжатия и расширения. Различие в давлениях — результат влияния гидравлического сопротивления в регенераторе и теплообменниках; b — p , V -диаграммы для полостей расширения и сжатия. Заштрихованная площадь p , V -диаграммы полости расширения характеризует работу, обусловленную сопротивлением в регенераторе и теплообменниках.

чет за собой увеличение общего мертвого объема из-за свободных объемов нагревателя и холодильника, что имеет решающее влияние на характеристики регенеративных машин. Кроме того, нагревание рабочего тела происходит не только при его перемещении из регенератора в полость расширения, но также и при его обратном движении. Подобным же образом происходит и охлаждение рабочего тела как на входе, так и на выходе из полости сжатия. Возможны также и однопоточные системы, но они вносят дополнительные сложности в машину.

Совместное рассмотрение влияния увеличения гидравлического сопротивления и свободных объемов (с учетом цены, размеров и массы) приводит к компромиссному решению конструкции теплообменников. В результате может иметь место значительное расхождение между температурами нагревания (температура продуктов сгорания топлива), температурой охлаждения (температура воды или воздуха) и температурой рабочего тела. Это показано на рис. 3-4. Такое распределение температур можно считать типичным для регенеративного двигателя, где источником теплоты служит природное топливо, а для охлаждения используется вода. В этом случае тем-

пературы продуктов сгорания и охлаждающей воды соответственно равны 2800 и 280 К. Предельная температура, ограничивающая применение конструкционных материалов (термический предел) для расширительного цилиндра и нагревателя, составляет около 1000 К. Это означает, что между продуктами сгорания и стенкой цилиндра имеется резкий температурный градиент (2800—1000 К), что способствует достижению высоких коэффициентов теплоотдачи. Кроме того, если температурные градиенты между рабочим телом и полостями расширения и сжатия соответственно равны 100 и 50 К, то можно считать, что диапазон изменения температуры рабочего тела в цикле составляет от $280 + 50 = 330$ К до $1000 - 100 = 900$ К. Несмотря на то что термический к. п. д. для системы с циклом Карно (или Стирлинга) может быть подсчитан как

$$\eta_k = \frac{2800 - 280}{2800} \cdot 100\% = \frac{2520}{2800} \cdot 100\% = 90\%,$$

будет более правильным вычислить его следующим образом:

$$\eta_k = \frac{900 - 330}{900} \cdot 100\% = \frac{570}{900} \cdot 100\% = 63\%.$$

Данный пример характеризует одну из главных причин, затрудняющих использование двигателей Стирлинга в коммерческих целях: для него, как и для газовой турбины, основной вопрос — это вопрос конструкционных материалов. Некоторые части двигателя (нагреватель и полость расширения) постоянно подвергаются воздействию высокой температуры, и это обстоятельство накладывает ограничение на использование конструкционных материалов в указанных узлах двигателя.

Допустимые значения температуры рабочего тела в двигателе Стирлинга меньше допустимых значений температуры двигателей внутреннего сгорания, работающих по циклам Отто или Дизеля, где воздействие максимальных температур в цикле кратковременное. Таким образом, хотя регенеративные циклы при заданных температурах термодинамически более эффективны, чем циклы Отто или Дизеля, практически они сравнимы

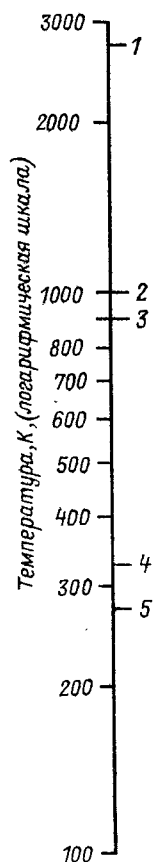


Рис. 3-4. Характерное распределение температур в двигателе Стирлинга, в котором для нагревания используется природное топливо, а для охлаждения — вода.

1 — температура продуктов сгорания; 2 — температура стенок нагревателя; 3 — средняя температура полости расширения; 4 — средняя температура полости сжатия; 5 — температура охлаждающей воды и стенок холодильника.

с газовыми (или нефтяными) двигателями, работающими при существенно больших перепадах температур.

Не все количество теплоты, выделяющееся при сгорании топлива, может быть передано рабочему телу, поскольку в противном случае потребовался бы очень громоздкий нагреватель. Выбрасываемые горячие выхлопные газы — это прямые потери теплоты, поскольку платить приходится за всю энергию, содержащуюся в жидком горючем или в газе, но полезно не используемую полностью в двигателе. Поэтому другим важным дополнительным теплообменником является подогреватель воздуха, предназначенный для подогрева поступающего в двигатель воздуха от теплоты выхлопных газов. Этот теплообменник может быть как рекуперативного, так и регенеративного типа. В рекуперативном теплообменнике два потока газа — выхлопные газы и поступающий в двигатель воздух разделены стенками каналов. В регенеративном теплообменнике происходит попеременное чередование газовых потоков при прохождении их через одну и ту же насадку регенератора; обычно это противоточные теплообменники. Важно тщательно различать регенеративный теплообменник, являющийся неотъемлемой частью двигателя, и рекуперативный (или регенеративный) теплообменник, выполняющий лишь вспомогательную роль подогревателя воздуха в двигателе.

Итак, непрерывное возвратно-поступательное движение отдельных узлов двигателя, неизотермичность процессов сжатия и расширения, ограниченная возможность теплопередачи в холодильнике и нагревателе, потери теплоты с выхлопными газами, наличие гидравлического сопротивления — вот главные причины, ограничивающие в большинстве случаев возможности конструкторов осуществить желаемое в реальном двигателе Стирлинга. Этому есть и другие причины: неудовлетворительная работа регенератора, большие механические потери, выравнивание температур как следствие относительно массивных теплопроводных частей двигателя и утечки рабочего тела, обусловленные несовершенством конструкции или неудовлетворительной работой уплотнений.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СИСТЕМ С ЦИКЛОМ СТИРЛИНГА

4-1. ИДЕАЛЬНЫЙ ЦИКЛ СТИРЛИНГА

Уравнения, используемые при анализе идеального цикла Стирлинга, приведены ниже. Из-за большой степени идеализации цикла Стирлинга эти уравнения можно применять только для предварительных элементарных расчетов. Введем основные положения и обозначения для этих уравнений, исходя из рис. 2-3 и рассмотрения идеального цикла в гл. 2:

1) некоторые из исходных параметров, такие как температура, давление или объем, описывают состояние 1;

2) отношение температур $\tau = T_{\text{мин}}/T_{\text{макс}}$;

3) отношение объемов $r = V_{\text{макс}}/V_{\text{мин}}$.

Для единицы массы рабочего тела идеального газа из характеристического уравнения состояния идеального газа следует, что $V_1 = RT_1/p_1$.

Каждый из четырех процессов цикла характеризуется параметрами и функциями состояния.

Изотермический процесс сжатия (1-2) (см. рис. 2-3). В этом процессе теплота отводится от рабочего тела при минимальной температуре цикла. Работа, затраченная на сжатие рабочего тела, эквивалентна теплоте, отводимой из цикла. При этом внутренняя энергия не изменяется, а энтропия уменьшается и

$$p_2 = \frac{p_1 V_1}{V_2} = p_1 r; \quad T_2 = T_1 = T_{\text{мин}}.$$

Отводимая теплота Q равна затраченной работе W и составляет

$$p_1 V_1 \ln \left(\frac{1}{r} \right) = RT_1 \ln \left(\frac{1}{r} \right).$$

Изменение энтропии

$$(S_2 - S_1) = R \ln \left(\frac{1}{r} \right).$$

Регенеративный процесс теплоотдачи при постоянном объеме (2-3). В рассматриваемом процессе теплота передается от насадки регенератора к рабочему телу; температура рабочего тела увеличивается от $T_{\text{мин}}$ до $T_{\text{макс}}$. Работа в этом процессе не производится; внутренняя энергия и энтропия рабочего тела возрастают. При этом

$$p_3 = \frac{p_2 T_3}{T_2} = \frac{p_2}{\tau}; \quad V_3 = V_2.$$

Количество теплоты, воспринимаемое рабочим телом, составляет

$$Q = C_v (T_3 - T_2).$$

Затраченная работа

$$W = 0.$$

Изменение энтропии

$$S_3 - S_2 = C_v \ln \left(\frac{1}{\tau} \right).$$

Изотермический процесс расширения (3-4). В этом процессе теплота подводится к рабочему телу во время расширения при температуре $T_{\text{макс}}$. Работа, получаемая при расширении рабочего тела, эквивалентна количеству подводимой теплоты. Внутренняя энергия рабочего тела не изменяется, а энтропия увеличивается.

При этом

$$p_4 = \frac{p_3 V_3}{V_4} = p_3 \left(\frac{1}{r} \right); \quad T_4 - T_3 = T_{\text{макс}}.$$

Подводимая теплота Q равна полученной работе W и составляет

$$p_3 V_3 \ln r = RT_3 \ln r.$$

Изменение энтропии

$$S_4 - S_3 = R \ln r.$$

Регенеративный процесс теплоотдачи при постоянном объеме (4-1). В рассматриваемом процессе теплота передается от рабочего тела к насадке регенератора; температура рабочего тела уменьшается от $T_{\text{макс}}$ до $T_{\text{мин}}$. Работа в этом процессе не производится; внутренняя энергия и энтропия рабочего тела уменьшаются. При этом

$$p_1 = \frac{p_4 T_4}{T_1} = p_1 \tau; \quad V_1 = V_4.$$

Количество переданной теплоты

$$Q = C_v (T_1 - T_4).$$

Изменение энтропии

$$S_1 - S_4 = C_v \ln \tau.$$

В регенеративных процессах теплота, переданная от насадки регенератора рабочему телу в процессе (2-3), вновь воспринимается ею от рабочего тела в процессе 4-1. Внешнего притока теплоты к рабочему телу и ее потеря нет. Поэтому:

подведенная теплота (при $T_{\text{макс}}$) $Q_E = RT_3 \ln r$;

отведенная теплота (при $T_{\text{мин}}$) $Q_C = RT_1 \ln (1/r)$.

Тогда термический к. п. д. составит:

$$\eta_T = \frac{Q_E - Q_C}{Q_E} = \frac{RT_3 \ln r - RT_1 \ln r}{RT_3 \ln r} = 1 - \tau.$$

Это выражение аналогично выражению для к. п. д. цикла Карно при тех же уровнях температур.

4-2. ЦИКЛ ШМИДТА

Классический анализ работы двигателей Стирлинга был предложен Шмидтом в 1861 г. В теории предусмотрено гармоническое движение поршней и отдельных узлов машины, но оставлены как основные допущения изотермичность процессов сжатия и расширения и идеальность регенерации. Таким образом, и эта теория идеализированная, но, несомненно, более реалистичная, чем идеальный цикл Стирлинга. При разумно осторожном подходе к интерпретации полученных результатов теория Шмидта может быть полезна при расчете двигателей.

Попытки рассмотреть более реальную задачу, модифицировав предположение об изотермичности процессов сжатия и расширения и идеальности регенерации, связаны со значительными трудностями и приводят к решениям в незамкнутой форме, требующим применения цифровых или аналоговых ЭВМ. Подробное рассмотрение данного вопроса выходит за рамки этой книги. Опыты показывают, что отдельные попытки разработок машин в большинстве случаев связаны с использованием надежной, относительно простой идеализированной теории с последующей инженерной проработкой изделия в металле. Моделирование и оптимизация конструкций двигателей оправданы только для достаточно развитых исследовательских программ и разработок или в исследованиях, носящих академический характер.

Основные допущения, принятые в цикле Шмидта:

- 1) регенеративные процессы идеальные;
- 2) мгновенные значения давлений в системе одинаковые;
- 3) рабочее тело подчиняется уравнению состояния для идеального газа $pV = RT$;
- 4) отсутствуют утечки рабочего тела; масса рабочего тела остается постоянной;
- 5) изменения объемов газа в рабочих полостях происходят синусоидально;
- 6) температурный градиент в теплообменниках отсутствует;
- 7) температуры стенок цилиндра и поршня постоянны;
- 8) в полостях цилиндра происходит идеальное перемешивание рабочего тела;
- 9) температура рабочего тела во вспомогательных полостях системы постоянна;
- 10) частота вращения машины постоянна;
- 11) условия состояния — установившиеся.

Обозначения, используемые в последующем анализе¹:

$$A = (\tau^2 + 2\tau k \cos \alpha + k^2)^{1/2};$$

$$B = (\tau + k + 2S);$$

K — постоянная;

M — общая масса рабочего тела;

N — частота вращения вала машины;

p — мгновенное давление цикла;

$p_{\max}$ — максимальное давление цикла;

$p_{\text{ср}}$ — среднее давление цикла;

$p_{\min}$ — минимальное давление цикла;

P — полезная мощность двигателя;

$$P_m = \frac{P}{RT_C} \text{ — безразмерный параметр мощности, отнесенный}$$

к единице массы рабочего тела;

¹ Строчные буквы в индексе относятся к мгновенным значениям температуры, давления, объема и массы; прописные — к максимальным (или постоянным) значениям тех же параметров; E или e относится к полости расширения; C или c — к полости сжатия; D или d — к мертвому объему.

$P_{\max} = \frac{P}{p_{\max} V_T}$ — безразмерный параметр мощности, отнесенный к максимальному давлению цикла и к общему вытесняемому объему;

Q — теплота, сообщаемая рабочему телу в полости расширения, подводимая теплота;

$Q_m = \frac{Q}{RT_C}$ — безразмерный параметр холодопроизводительности, отнесенный к единице массы рабочего тела;

$Q_{\max} = \frac{Q}{(p_{\max} V_T)}$ — безразмерная величина подводимой теплоты, отнесенная к максимальному давлению цикла и к общему вытесняемому объему,

R — газовая постоянная рабочего тела;

$$S = \frac{2X\tau}{\tau + 1} \text{ — приведенный мертвый объем;}$$

T_C — температура рабочего тела в полости сжатия (обычно принимается равной 300 K);

T_D — температура рабочего тела в мертвом объеме;

T_E — температура рабочего тела в полости расширения;

V_C — вытесняемый объем полости сжатия;

V_E — вытесняемый объем полости расширения;

V_D — общий внутренний объем теплообменников, регенератора, соединительных каналов и отверстий (мертвый объем);

$V_T = (V_C + V_E) = (1 + k) V_E$ — суммарный вытесняемый объем;

$$V_W = \frac{1}{2} V_E (1 + \cos \Phi) + \frac{1}{2} V_C [1 + \cos (\Phi - \alpha)] + V_D \text{ — общий}$$

объем рабочей полости;

$V_{W \max}$ — максимальный объем общей рабочей полости;

$X = V_D / V_E$ — относительный мертвый объем;

α — угол, на который изменение объема полости расширения опережает изменение объема полости сжатия (в радианах или градусах);

$$\delta = \frac{(\tau^2 + k^2 + 2\tau k \cos \alpha)^{1/2}}{(\tau + k + 2S)};$$

$$\theta = \arctg \frac{k \sin \alpha}{\tau + k \cos \alpha};$$

$k = V_C / V_E$ — отношение вытесняемых объемов;

$\tau = T_C / T_E$ — отношение температур;

Φ — угол поворота коленчатого вала.

4.3. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ

Объем полости расширения

$$V_e = \frac{1}{2} V_E (1 + \cos \Phi). \quad (4-1)$$

Объем полости сжатия

$$V_e = \frac{1}{2} V_c [1 + \cos(\Phi - \alpha)] = \frac{1}{2} k V_E [1 + \cos(\Phi - \alpha)]. \quad (4-2)$$

Мертвый объем, т. е. общий постоянный объем рабочей полости без объемов полостей сжатия и расширения,

$$V_D = X V_E. \quad (4-3)$$

Масса рабочего тела в полости расширения

$$M_e = \frac{p_e V_e}{R T_e}.$$

Масса рабочего тела в полости сжатия

$$M_c = \frac{p_c V_c}{R T_c}.$$

Масса рабочего тела в мертвом объеме

$$M_d = \frac{p_d V_d}{R T_d}.$$

Поскольку общая масса рабочего тела остается в цикле постоянной, то

$$M_T = \frac{p_e V_e}{R T_e} + \frac{p_c V_c}{R T_c} + \frac{p_d V_d}{R T_d} = \frac{K V_E}{2 R T_c}. \quad (4-4)$$

Если мгновенные значения давления в системе остаются одинаковыми и равными p и если T_e и T_c постоянны и равны соответственно T_E и T_C , то, подставляя соответствующие выражения для объемов и исключая R , получаем:

$$\frac{K}{p} = \frac{T_C}{T_E} (1 + \cos \Phi) + k [1 + \cos(\Phi - \alpha)] + \frac{2 V_D T_C}{V_E T_D}. \quad (4-5)$$

Если изменение температуры рабочего тела в мертвом объеме происходит в осевом направлении по линейному закону, то его средняя температура равна:

$$T_D = T_C + \frac{1}{2} (T_E - T_C) = \left(1 + \frac{T_E}{T_C}\right) \left(\frac{T_C}{2}\right),$$

а поскольку $T_C/T_E = \tau$, то из уравнения (4-5) следует:

$$\frac{K}{p} = \tau (1 + \cos \Phi) + k [1 + \cos(\Phi - \alpha)] + 2S, \quad (4-6)$$

где приведенный мертвый объем $S = 2 \frac{\tau}{\tau + 1}$.

Упростим уравнение (4-6), полагая, что

$$y = x \cos \Phi + z \sin \Phi. \quad (4-7)$$

Тогда $y = \sqrt{r^2} \cos(\Phi - \beta)$, где $\operatorname{tg} \beta = \frac{z}{x}$; $z = r \sin \beta$ и $x = r \cos \beta$.

Поэтому

$$\begin{aligned} \sqrt{r^2} \cos(\Phi - \beta) &= \sqrt{r^2} (\cos \Phi \cos \beta + \sin \Phi \sin \beta) = \\ &= r \cos \Phi \cos \beta + r \sin \Phi \sin \beta = x \cos \Phi + z \sin \Phi. \end{aligned}$$

Уравнение (4-7) приводится к виду уравнения (4-6), и поэтому по аналогии

$$\begin{aligned} \frac{K}{p} &= [(\tau + k \cos \alpha)^2 + (k \sin \alpha)^2]^{1/2} \cos(\Phi - \theta) + \tau + k + 2S = \\ &= (\tau^2 + 2\tau k \cos \alpha + k^2)^{1/2} \cos(\Phi - \theta) + \tau + k + 2S, \end{aligned} \quad (4-8)$$

где

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{k \sin \alpha}{\tau + k \cos \alpha}.$$

Пусть: $A = (\tau^2 + 2\tau k \cos \alpha + k^2)^{1/2}$; $B = \tau + k + 2S$ и $\delta = A/B$. Тогда

$$\frac{K}{p} = A \cos(\Phi - \theta) + B$$

и

$$p = \frac{K}{B [1 + \delta \cos(\Phi - \theta)]}.$$

Мгновенные значения давления:

а) минимальное при $\Phi = \theta$, т. е. $\Phi - \theta = 0$;

б) максимальное при $\Phi = (\theta + \pi)$, т. е. $\Phi - \theta = \pi$.

Поэтому

$$p_{\min} = \frac{K}{B (1 + \delta)} \text{ и } p_{\max} = \frac{K}{B (1 - \delta)}.$$

Таким образом,

$$p = p_{\max} \frac{1 - \delta}{1 + \delta \cos(\Phi - \theta)} \quad (4-9)$$

или

$$p = p_{\min} \frac{1 + \delta}{1 + \delta \cos(\Phi - \theta)}; \quad (4-10)$$

отношение давлений

$$p_r = \frac{p_{\max}}{p_{\min}} = \frac{1 + \delta}{1 - \delta}. \quad (4-11)$$

4-3-1. Среднее давление цикла

Среднее давление цикла определяется формулой

$$p_{\text{ср}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} p d(\Phi - \theta) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{p_{\max} (1 - \delta)}{1 + \delta \cos(\Phi - \theta)} d(\Phi - \theta), \quad (4-12)$$

которая может быть приведена к виду

$$p_{\text{ср}} = p_{\text{макс}} \left(\frac{1-\delta}{1+\delta} \right)^{1/2}. \quad (4-13)$$

4-3-2. Передаваемая теплота и производимая работа

Поскольку процессы сжатия и расширения — изотермические, то передаваемая теплота Q равна производимой работе P , поэтому:

$$Q = P = \int p dV.$$

Если $V = \frac{1}{2} V_E (1 + \cos \Phi)$, то

$$dV = -\frac{1}{2} V_E \sin \Phi d\Phi, \quad (4-14)$$

и если

$$p \approx p_{\text{ср}} [1 - \Delta \cos (\Phi - \theta)], \quad (4-15)$$

где $\Delta = 2\delta/[1 + (1 - \delta^2)^{1/2}]$,
тогда

$$\begin{aligned} Q &= -\frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \{p_{\text{ср}} V_E [1 - \Delta \cos (\Phi - \theta)] \sin \Phi\} d\Phi = \\ &= -\frac{1}{2} p_{\text{ср}} V_E \int_0^{2\pi} [\sin \Phi - \Delta (\cos \Phi \cos \theta \sin \Phi + \sin \theta \sin^2 \Phi)] d\Phi = \\ &= -\frac{1}{2} p_{\text{ср}} V_E \left\{ -\cos \Phi - \Delta \left[-\cos \theta \frac{1}{2} \cos 2\Phi + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \sin \Phi \left(\frac{1}{2} \Phi - \frac{1}{4} \sin 2\Phi \right) \right] \right\}_0^{2\pi} = -\frac{1}{2} p_{\text{ср}} V_E \left[-\Delta \sin \theta \frac{\Phi}{2} \right]_0^{2\pi} = \\ &= -\frac{1}{2} \pi p_{\text{ср}} V_E \Delta \sin \theta. \end{aligned} \quad (4-16)$$

4-3-3. Полость расширения

Изменение объема в полости расширения определяется уравнением

$$V_e = \frac{1}{2} V_E (1 + \cos \Phi);$$

оно соответствует уравнению (4-14), и поэтому подводимая теплота в полость расширения определяется из (4-16):

$$Q = \frac{\pi p_{\text{ср}} V_E \delta \sin \theta}{[1 + (1 - \delta^2)^{1/2}]}. \quad (4-17)$$

4-3-4. Полость сжатия

Изменение объема в полости сжатия определяется уравнением

$$V_c = \frac{1}{2} k V_E [1 + \cos (\Phi - \alpha)]. \quad (4-18)$$

С помощью аналогичных преобразований можно получить в соответствующем виде выражения для давления и объема; следовательно, отводимая теплота из полости расширения выразится уравнением

$$Q_c = \frac{\pi p_{\text{ср}} V_E k \delta \sin (\theta - \alpha)}{[1 + (1 - \delta^2)^{1/2}]}. \quad (4-19)$$

Поделив (4-19) на (4-17), получим:

$$\frac{Q_c}{Q} = \frac{k \sin (\theta - \alpha)}{\sin \theta} = \frac{k (\sin \theta \cos \alpha - \cos \theta \sin \alpha)}{\sin \theta} = k \left(\cos \alpha - \frac{\sin \alpha}{\tan \theta} \right).$$

Так как

$$\tan \theta = \frac{k \sin \alpha}{\tau + k \cos \alpha},$$

то

$$\frac{Q_c}{Q} = -\tau.$$

Теплота, подводимая к полости расширения, имеет противоположный знак по отношению к отводимой теплоте из полости сжатия, а их отношение равно τ . Аналогично соответствующие выражения для работы в этих полостях имеют то же отношение, т. е. $P_C = -\tau P_E$; следовательно, производимая за цикл работа равна:

$$P = P_E + P_C = (1 - \tau) Q.$$

Для двигателя $T_E > T_C$, т. е. $\tau < 1$, и термический к. п. д. равен:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{т}} &= \frac{\text{подводимая теплота} - \text{отводимая теплота}}{\text{подводимая теплота}} = \frac{Q - \tau Q}{Q} = \\ &= 1 - \tau = \frac{T_E - T_C}{T_E}. \end{aligned}$$

Полученный к. п. д. равен к. п. д. цикла Карно.

Для холодильной машины $T_C > T_E$, т. е. $\tau > 1$, и холодильный коэффициент

$$\eta = \frac{\text{отводимая теплота}}{\text{затраченная работа}} = \frac{Q}{Q - Q_c} = \frac{1}{1 - \tau} = \frac{T_E}{T_E - T_C}.$$

Для теплового насоса $T_C > T_E$, т. е. $\tau > 1$, и коэффициент эффективности теплового насоса

$$\eta = \frac{\text{отводимая теплота}}{\text{затраченная работа}} = \frac{Q_c}{Q - Q_c} = \frac{\tau}{1 - \tau} = \frac{T_C}{T_E - T_C}.$$

Этот коэффициент обратен термическому к. п. д. двигателя.

4-3-5. Распределение массы рабочего тела в машине

Из уравнения состояния идеального газа следует, что

$$M = \frac{pV}{RT},$$

где

$$p = p_{cp} \frac{(1 - \delta^2)^{1/2}}{1 + \delta \cos(\Phi - \theta)}.$$

Полость расширения:

$$V_e = \frac{1}{2} V_E (1 + \cos \Phi).$$

Мгновенный массовый расход рабочего тела в полости расширения определяется выражением

$$M_e = \frac{\frac{1}{2} V_E p_{cp} (1 - \delta^2)^{1/2} (1 + \cos \Phi)}{[RT_E (1 + \delta \cos(\Phi - \theta))]} \quad (4-20)$$

Скорость изменения расхода массы рабочего тела равна:

$$\frac{dM_e}{d\Phi} = \frac{V_E p_{cp} (1 - \delta^2)^{1/2} \{\delta [\sin(\Phi - \theta) - \sin \theta] - \sin \Phi\}}{2RT_E [1 + \delta \cos(\Phi - \theta)]^2}.$$

Полость сжатия

$$V_c = \frac{1}{2} k V_E [1 + \cos(\Phi - \alpha)].$$

Мгновенный массовый расход рабочего тела в полости сжатия определяется выражением

$$M_c = \frac{\frac{1}{2} \{k V_E p_{cp} (1 - \delta^2)^{1/2} [1 + \cos(\Phi - \alpha)]\}}{2RT_C [1 + \delta \cos(\Phi - \theta)]} \quad (4-21)$$

Скорость изменения расхода массы рабочего тела равна:

$$\frac{dM_c}{d\Phi} = \frac{k V_E p_{cp} (1 - \delta^2)^{1/2} \{\delta [\sin(\Phi - \theta) + \sin(\alpha - \theta) - \sin(\theta - \alpha)]\}}{2RT_C [1 + \delta \cos(\Phi - \theta)]^2}.$$

Мертвый объем $V_D = X V_E$ — величина постоянная.

Мгновенный массовый расход рабочего тела в мертвом объеме

$$M_d = \frac{X V_E p_{cp} (1 - \delta^2)^{1/2}}{RT_D [1 + \delta \cos(\Phi - \theta)]} \quad (4-22)$$

Скорость изменения массы рабочего тела в мертвом объеме

$$\frac{dM_d}{d\Phi} = \frac{X V_E p_{cp} (1 - \delta^2)^{1/2} \delta \sin(\Phi - \theta)}{RT_D [1 + \delta \cos(\Phi - \theta)]^2}.$$

Поскольку $dM_e + dM_c + dM_d = 0$, то общая масса рабочего тела M_T — величина постоянная. Тогда

$$M_T = \frac{V_E p_{cp} (1 - \delta^2)^{1/2} \{\tau (1 + \cos \Phi) + k [1 + \cos(\Phi - \alpha)] + 2S\}}{2RT_C [1 + \delta \cos(\Phi - \theta)]},$$

и при $\Phi = 0$

$$M_T = \frac{V_E p_{cp} (1 - \delta^2)^{1/2} \left[\tau + S + \frac{k}{2} (1 + \cos \alpha) \right]}{RT_C (1 + \delta \cos \theta)} \quad (4-23)$$

4-3-6. Отводимая теплота холодильной машины и выходная мощность двигателя в безразмерных единицах

Отводимая теплота на единицу массы рабочего тела определяется из уравнений (4-17) и (4-23):

$$Q_m = \frac{Q}{RT_C} = \frac{\pi \delta \sin \theta (1 + \cos \theta)}{(1 - \delta^2)^{1/2} [1 + (1 - \delta^2)^{1/2}] \left[\tau + \frac{k}{2} (1 + \cos \alpha) + S \right]} \quad (4-24)$$

Аналогично выходная мощность двигателя на единицу массы рабочего тела определяется уравнением

$$P_m = \frac{P}{RT_C} = (\tau - 1) Q_m \quad (4-25)$$

Безразмерные выражения $Q_{\max}$ и $P_{\max}$, являющиеся функциями давлений и объемов, могут быть получены следующим образом. Суммарный вытесненный объем

$$V_T = V_E + V_C = (1 + k) V_E.$$

Объединяя это уравнение с уравнениями (4-13) и (4-17), получаем:

$$Q_{\max} = \frac{Q}{P_{\max} V_T} = \frac{\pi (1 - \delta)^{1/2} \delta \sin \theta}{(1 + k) (1 + \delta)^{1/2} [1 + (1 - \delta^2)^{1/2}]} \quad (4-26)$$

и

$$P_{\max} = (\tau - 1) Q_{\max} \quad (4-27)$$

4-3-7. Дальнейшее усовершенствование теоретического анализа

Ясно, что расчеты, проведенные по теории Шмидта, приближенные и имеют ограниченное значение, поскольку реальные параметры составляют 0,3—0,4 расчетных. Вследствие этого были предприняты попытки разработать более совершенный метод. Подробное рассмотрение этого вопроса выходит за рамки данной книги, но все же его краткое изложение, отвечающее пожеланиям специалистов, работающих в этой области, будет сделано.

О теоретических разработках и исследованиях фирмы «Филипс» известно очень мало. При описании двигателя и криогенной газовой машины Мейер в 1969 г., Кёллер (Köhler) в 1955 г. пользовались методом, основанным или близким к теории Шмидта. Шелквийк (Schalkwijk, 1959 г.) и Кёллер (1965 г.) опубликовали материал, относящийся к работе регенеративных теплообменников применительно к машинам с циклом Стирлинга. Мейер ссылается на успешные теоретические разработки и моделирование двигателей на ЭВМ при оптимизации конструкции, однако подробностей в открытой литературе нет и маловероятно, что они будут опубликованы в ближайшем будущем. Умение осуществить точное моделирование реального двигателя, возможно, является одной из главных притягательных сторон потенциальных лицензий фирмы «Филипс», и, вполне вероятно, эта методика останется засекреченной, что связано с сохранением коммерческой тайны.

Из числа открыто опубликованных работ по дальнейшему совершенствованию теоретического анализа, несомненно, наиболее важный вклад за последние 20 лет был сделан Финкельштейном; перечень его работ приводится в списке литературы. Основываясь на теории Шмидта, Финкельштейн впервые дал обобщенный анализ, учитывающий неизоэрмичность процессов сжатия и расширения. Эта теория была исследована Уокером и Ханом (Khan) в 1965 г., где, в частности, особое внимание было уделено предельному случаю адиабатного сжатия и расширения. Так, например, выяснилось, что в двигателе с изотермическими процессами сжатия и расширения термический к. п. д. для циклов Шмидта и Карно равнялся 50%, а при соответствующих адиабатных процессах этот к. п. д. был равен 34,3%. Аналогичным образом холодильный коэффициент криогенной газовой машины уменьшается от 1 при изотермических процессах до 0,543 при адиабатных процессах. Кроме того, как термический к. п. д., так и холодильный коэффициент становятся функциями всех конструктивных параметров, включая α , k и X , хотя по теории Шмидта они были лишь функциями τ . Потенциальные возможности этой простой теории никогда не были полностью использованы, и, вероятно, при дальнейшем развитии в нее может быть внесено много дополнений.

Последующее развитие теоретического анализа связано с публикацией в 1964 г. Финкельштейном ряда работ, в которых указывается метод подробного математического описания тепловой регенеративной машины с помощью 39 параметров и 4 функций; решение по этому методу получено в виде функциональных зависимостей 28 зависимых переменных. Эта теория, как известно, до сих пор не используется систематически.

Впоследствии Финкельштейн занимался вопросами моделирования на аналоговой ЭВМ, а много позже усовершенствованием хорошо известной программы теплового анализа TAP (Thermal Analysis Program) и применением ее к машинам с циклом Стирлинга. Финкельштейн усовершенствовал программу моделирования до ра-

бочего состояния; эта программа была использована автором для оптимизации микроохладителей. Подробное ее описание приведено в работах Финкельштейна, Уокера и Йоши (Joshi) в 1970 г. Программа требует детальной конструктивной проработки машины. Далее согласно программе машина для возможно более точного описания изменения температуры и давления разбивается на ряд узловых, достаточно малых контрольных объемов; при этом они не должны быть слишком большими, так как в противном случае из-за замены непрерывных функций дискретными точками появляются значительные ошибки. Газовые полости машины, ее отдельные части и внешняя окружающая среда рассматриваются как неизменный ряд изотермических зон с расчетной теплоемкостью, между которыми из-за разности температур происходит теплообмен теплопроводностью и конвекцией. В качестве примера на рис. 4-1 показаны общий вид и отдельные части микроохладителя, а на рис. 4-2 — схема контрольных объемов для его моделирования. Программа достаточно хорошо позволяет осуществить и моделирование работы теплового регенеративного двигателя; она может быть применена также к любой схеме машины с открытым и с замкнутым циклами. Для осуществления моделирования по этой программе требуется высокоскоростная цифровая ЭВМ с запоминающим устройством; при работе в университете Калгари на машине IBM 360/50 для каждого цикла требовалось от 6 до 40 мин машинного времени. Основная трудность состоит в том, что большое количество данных по теплопередаче и газовому потоку рабочего тела, вводимых в машину, неизвестны. Таким образом, нет возможности без экспериментальной проверки оценить точность моделирования; когда же имеется экспериментальная установка, большой необходимости в ЭВМ нет. Конечно, об этом можно говорить после того, когда предсказываемые программой данные будут достаточно хорошо согласовываться с экспериментальными, и лишь тогда она может использоваться для оптимизации при проектировании экспериментальных установок. Это отчасти верно, но степень погрешности увеличивается в зависимости от того, насколько условия, вводимые в программу, отличаются от условий в экспериментальной уста-

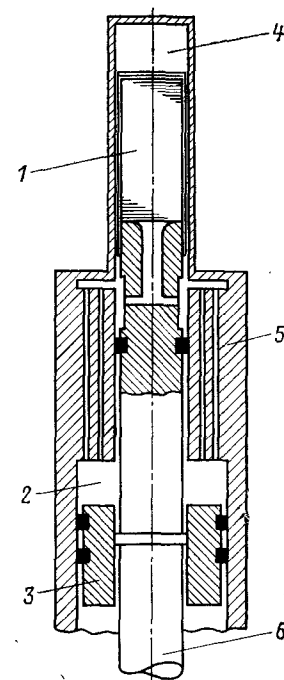


Рис. 4-1. Отдельные части микроохладителя, работающего по циклу Стирлинга.

1 — регенератор; 2 — полость сжатия; 3 — рабочий поршень; 4 — полость расширения; 5 — холодильник; 6 — шток вытеснителя.

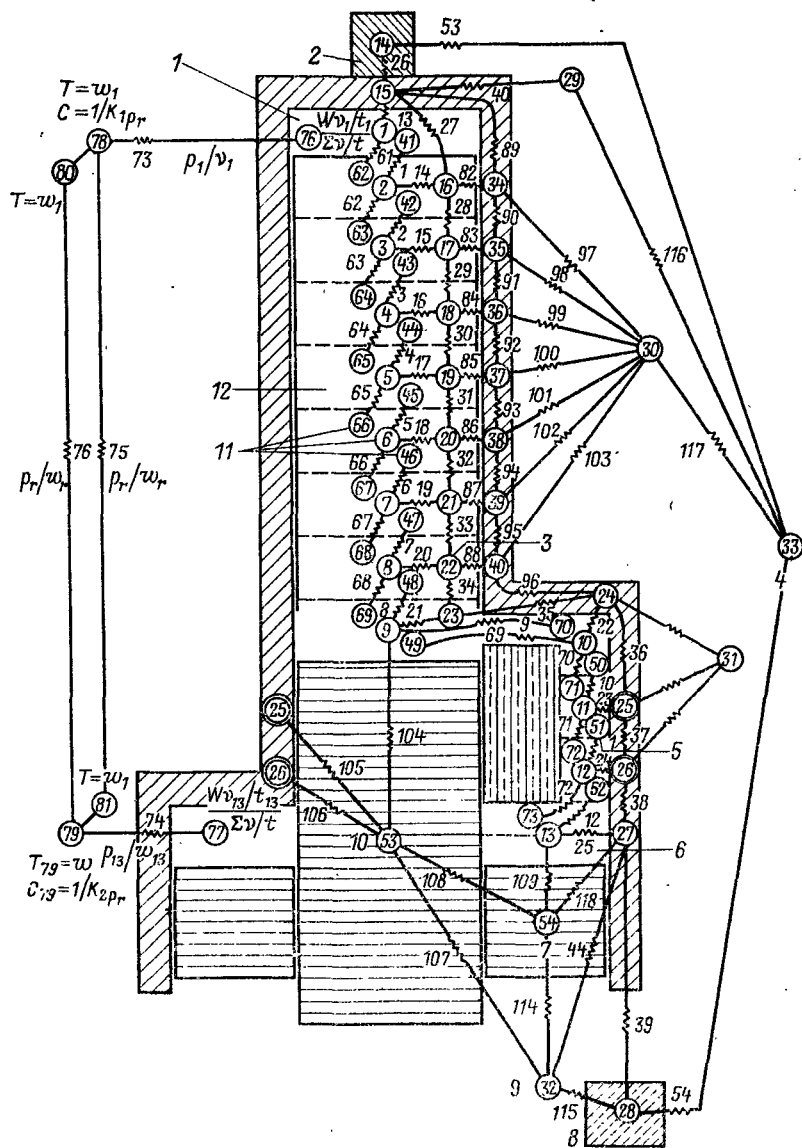


Рис. 4-2. Схема узловых точек для моделирования микроохладителя на цифровой ЭВМ (по Финкельштейну, Уокеру и Йоши, 1970 г.).
1 — полость расширения; 2 — детектор; 3 — узловые точки насадки; 4 — атмосфера; 5 — холодильник; 6 — полость сжатия; 7 — рабочий поршень; 8 — картер коленчатого вала; 9 — привод; 10 — вытеснитель; 11 — узловые точки газа; 12 — регенератор.

новке, так как оценивающие модель «надуманные» факторы не остаются постоянными.

Существенный вклад в развитие теоретического анализа был сделан также Квейлом и Смитом в 1969 г., а также Риосом (Rios) и Смитом в 1969 г., рассматривавшими основной цикл с адиабатными процессами сжатия и расширения. Особое внимание в их работах было уделено вопросам необратимости процессов. Такой подход предусматривает независимое изучение отдельных вопросов теплообмена методом последовательных приближений, который может быть выполнен с требуемой степенью сложности.

ГЛАВА ПЯТАЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ

5-1. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Основными независимо выбранными конструктивными параметрами машины Стирлинга являются следующие:

отношение температур $\tau = T_c/T_E$, т. е. отношение температуры в полости сжатия к температуре в полости расширения;

отношение вытесняемых объемов $k = V_c/V_E$, т. е. отношение вытесняемых объемов полостей сжатия и расширения;

относительный мертвый объем $X = V_D/V_E$, т. е. отношение общего внутреннего объема теплообменников, включая соединительные каналы и отверстия, к вытесняемому объему полости расширения;

фазовый угол α , на который изменения объема в полости расширения опережают изменения объема в полости сжатия;

давление рабочего тела максимальное или среднее;

частота вращения двигателя N ;

диаметр и ход движущегося возвратно-поступательного элемента конструкции двигателя (поршня) в полости расширения.

5-2. НЕКОТОРЫЕ РАСЧЕТНЫЕ УРАВНЕНИЯ ЦИКЛА ШМИДТА

Мгновенный объем полости расширения

$$V_e = \frac{1}{2} V_E (1 + \cos \Phi).$$

Мгновенный объем полости сжатия

$$V_c = \frac{1}{2} k V_E [1 + \cos (\Phi - \alpha)].$$

Мгновенный общий объем рабочей полости

$$V_e + V_c + V_D.$$

Мгновенное давление

$$p = \frac{p_{\max}(1 - \delta)}{1 + \delta \cos(\Phi - \theta)},$$

где

$$\delta = \frac{(\tau^2 + 2\tau k \cos \alpha + k^2)^{1/2}}{\tau + k + 2S}; \quad \operatorname{tg} \theta = \frac{k \sin \alpha}{\tau + \cos \alpha}; \quad S = \frac{2X\tau}{\tau + 1}.$$

Отношение давлений

$$\frac{p_{\max}}{p_{\min}} = \frac{1 + \delta}{1 - \delta}.$$

Среднее давление

$$p_{\text{ср}} = p_{\max} \left[\frac{1 - \delta}{1 + \delta} \right]^{1/2}.$$

Для двигателя ($T_E > T_C$). Полезная мощность за цикл

$$P = (p_{\max} V_T) \pi = \frac{\tau - 1}{k + 1} \left(\frac{1 - \delta}{1 + \delta} \right)^{1/2} \frac{\delta \sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{1/2}},$$

где

$$V_T = (V_E + V_C) = (1 + k) V_E.$$

Мощность на единицу массы рабочего тела

$$P_m = \frac{RT_C \pi (\tau - 1) (1 + \delta \cos \theta) (\delta \sin \theta)}{(1 - \delta^2)^{1/2} [1 + (1 - \delta^2)^{1/2}] \left[\tau + \frac{k}{2} (1 + \cos \alpha) + S \right]};$$

термический к. п. д. цикла

$$\eta = \frac{T_E - T_C}{T_E} = (1 - \tau).$$

Количество теплоты, подводимое за цикл в полость расширения,

$$Q_E = \pi p_{\text{ср}} V_E \frac{\delta \sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{1/2}}.$$

Количество теплоты, отводимое за цикл из полости сжатия,

$$Q_C = -\tau Q_E.$$

Для холодильной машины ($T_E < T_C$). Количество теплоты, отводимое за цикл из холодной полости расширения,

$$Q_E = p_{\max} V_T \frac{k}{(k + 1)} \left(\frac{1 - \delta}{1 + \delta} \right)^{1/2} \frac{\delta \sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{1/2}}.$$

Количество отводимой теплоты на единицу массы рабочего тела

$$Q_m = \frac{RT_C \pi (1 + \delta \cos \theta) \delta \sin \theta}{(1 - \delta^2)^{1/2} [1 + (1 - \delta^2)^{1/2}] \left[\tau + \frac{k}{2} (1 + \cos \alpha) + S \right]}.$$

Холодильный коэффициент

$$\frac{T_E}{T_E - T_C} = \frac{1}{1 - \tau}.$$

Количество теплоты, отводимое из полости сжатия в охлаждающую среду,

$$Q_C = \tau Q_E.$$

Мощность, требуемая для привода холодильной машины,

$$P = (1 - \tau) Q_E.$$

Для теплового насоса ($T_E < T_C$). Количество теплоты, отводимой из горячей полости (полость сжатия) за цикл,

$$Q_C = p_{\max} V_T \frac{\pi \tau}{k + 1} \left(\frac{1 - \delta}{1 + \delta} \right)^{1/2} \frac{\delta \sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{1/2}}.$$

Количество теплоты, отводимой из горячей полости (полость сжатия), на единицу массы рабочего тела

$$Q_m = \frac{RT_C \pi \tau (1 + \delta \cos \theta) \delta \sin \theta}{(1 - \delta^2)^{1/2} [1 + (1 - \delta^2)^{1/2}] \left[\tau + \frac{k}{2} (1 + \cos \alpha) + S \right]}.$$

Коэффициент, характеризующий эффективность теплового насоса,

$$\frac{T_C}{T_E - T_C} = \frac{\tau}{1 - \tau}.$$

Количество теплоты, отводимое из полости расширения (теплота источника),

$$Q_E = \frac{Q_C}{\tau}.$$

Мощность, необходимая для привода теплового насоса,

$$P = \frac{Q_C (1 - \tau)}{\tau}.$$

5.3. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ КОМПОНОВКИ

Из приведенных выше уравнений для цикла Шмидта очевидно, что полезная мощность за цикл и тепловые нагрузки на теплообменники, определяемые в зависимости от общего вытесняемого объема V_T , есть линейные функции частоты вращения вала двигателя N , давления рабочего тела $p_{\max}$ и габаритов двигателя. Влияние же четырех основных параметров τ , k , α и X на характеристики двигателя менее очевидно. В особенности неясно, какую из комбинаций рассматриваемых четырех параметров необходимо выбрать для получения оптимальных характеристик двигателя. Это является

очень важным обстоятельством, поскольку указанные параметры должны определяться на стадии конструкторской проработки, и, за исключением параметра τ , изменить их можно только за счет изменения самой конструкции машины.

Влияние на параметр мощности $P/(p_{\max} V_T)$ каждого из четырех параметров τ , k , α и X при условии постоянства трех остальных рассматривается на рис. 5-1—5-4. На рис. 5-1 исследуется влияние отношения температур на параметр мощности для различных температур полости расширения T_E , диапазон которых простирается

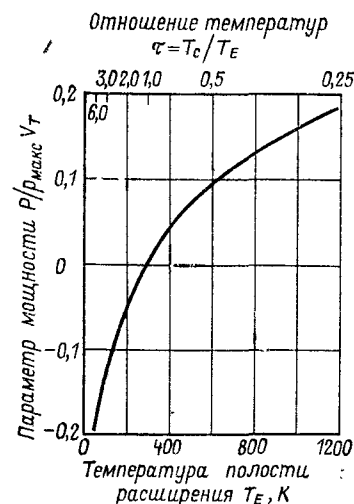


Рис. 5-1. Влияние температуры на мощность цикла.

как выше, так и ниже температуры полости сжатия $T_C = 300$ К ($\alpha = 90^\circ$, $k = 0,8$, $X = 1,0$). Вследствие этого приведенная зависимость справедлива и для двигателя и для холодильной машины. При температуре $T_E > T_C$ параметр мощности положителен и плавно возрастает с увеличением температуры в полости расширения. При $T_E < T_C$ машина работает как холодильная установка, и с уменьшением температуры в полости расширения мощность, требуемая для ее привода, постепенно увеличивается. Очевидно, что мощность двигателей можно увеличить за счет применения для цилиндра полости расширения и теплообменников высокотемпературных материалов, а в холодильной машине необходимо стремиться к достижению минимально возможной температуры охлаждения.

Зависимость параметра мощности от отношения вытесняемых объемов при $\alpha = 90^\circ$, $X = 1,0$ приведена на рис. 5-2. Из кривых ясно, что при заданных значениях τ , α и X существует вполне определенное оптимальное значение k , для которого параметр мощности максимален. Однако сравнение двух кривых с τ , равными 0,25 и 0,5, показывает, что оптимальное значение k не постоянно, а изменяется от 0,75 (при $\tau = 0,25$) до 1 (при $\tau = 0,5$). При изменении α и X меняется также и оптимальное значение k . Таким образом, единого и «лучшего» значения для k не существует.

Влияние относительного мертвого объема $X = V_D/V_E$ на параметр мощности при постоянных τ , k и α рассматривается на рис. 5-3. Смысл этого графика предельно ясен: с увеличением мертвого объема свыше определенного минимального значения параметр мощности уменьшается. Мертвый объем должен, по-возможности, быть наименьшим.

Влияние фазового угла α на мощность цикла при постоянных τ , k и α показано на рис. 5-4. Параметр мощности особенно чув-

ствителен к изменениям фазового угла в диапазоне от 60 до 120° . Для принятых условий оптимальное значение параметра мощности находится в диапазоне $\alpha = 90 \div 115^\circ$.

Изменения параметра мощности двигателя в зависимости от двух параметров: фазового угла α и отношения вытесняемых объе-

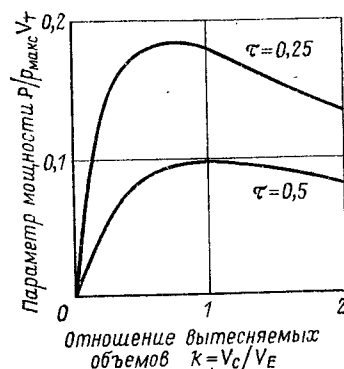


Рис. 5-2. Влияние отношения вытесняемых объемов k на мощность цикла.

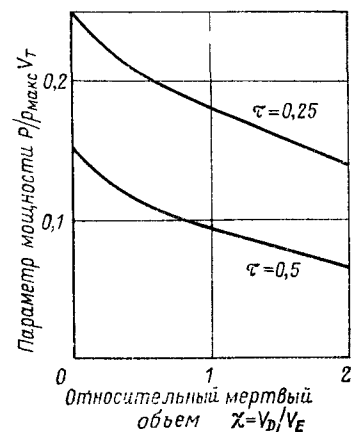


Рис. 5-3. Влияние относительного мертвого объема X на мощность цикла.

мов k при постоянных значениях $\tau = 0,3$ и $X = 1,0$ рассмотрено на рис. 5-5. Любое изменение τ или X вызывает образование ряда аналогичных, но все же различных перекрывающихся поверхностей.

Вершина такой поверхности, характеризующая максимальное значение параметра мощности, определяется при заданных значениях τ и X оптимальной комбинацией отношения вытесняемых объемов k и фазового угла α . Две поверхности на рис. 5-5 образованы различными параметрами мощности $P/p_{\max} V_T$ и P/RT_C . Вершины этих поверхностей соответствуют различным комбинациям фазовых углов и отношениям вытесняемых объемов. Для поверхности параметра мощности $P_m = P/RT_C$: $\alpha_{\text{опт}} = 0,45\pi$ рад и $k_{\text{опт}} = 2,9$. Для поверхности параметра мощности $P_{\max} = P/p_{\max} V_T$: $\alpha_{\text{опт}} = 0,54\pi$ рад и $k_{\text{опт}} = 0,74$. Этому странному обстоятельству имеется простое объяснение: оптимизация конструкции по параметру мощности P/RT_C соответствует выбору такой компоновки машины, кото-

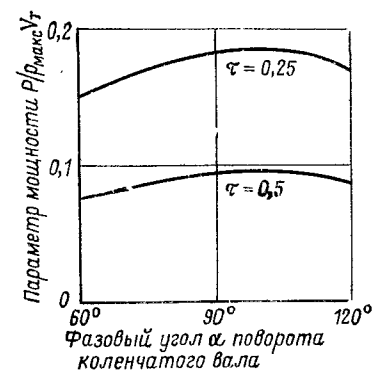


Рис. 5-4. Влияние фазового угла α на мощность цикла.

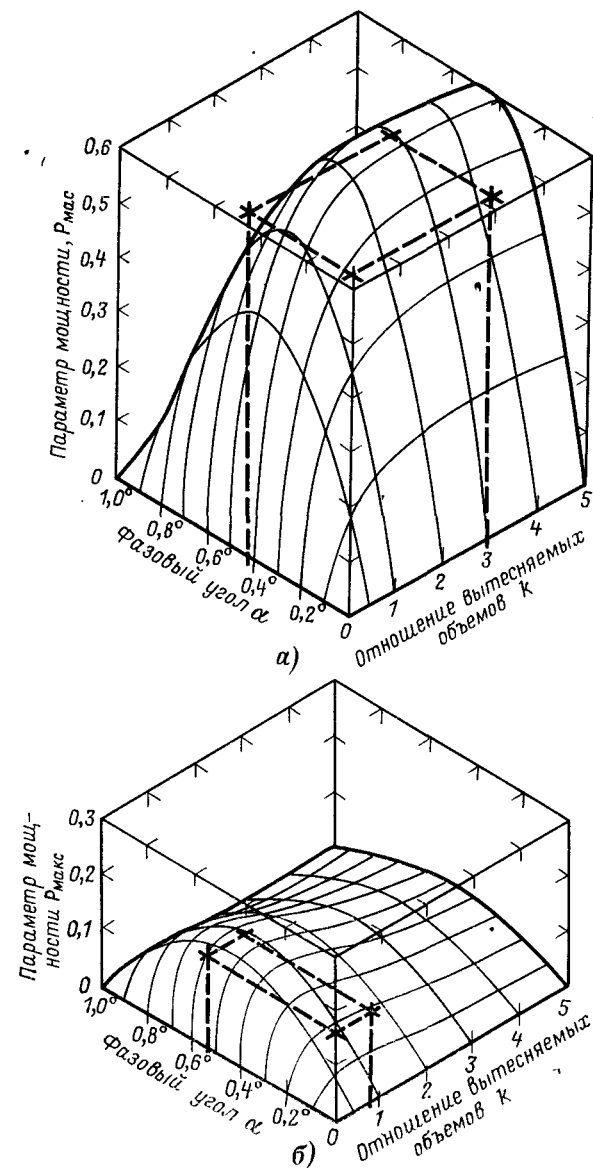


Рис. 5-5. Влияние отношения вытесняемых объемов k и фазового угла α на мощность цикла.
 а — параметр мощности P/RT_C (мощность на единицу массы рабочего тела); б — параметр $P/p_{\max} V_T$ (мощность, ограниченная габаритами и массой).

рая позволяет с максимальной возможностью использовать определенную массу рабочего тела. Оптимизация же конструкции по параметру $P/p_{\max} V_T$ приводит к компоновке машины с максимально возможной мощностью, ограниченной *максимальным давлением и общим вытесняемым объемом*. Максимальное давление рабочего тела является важным конструктивным параметром, влияющим

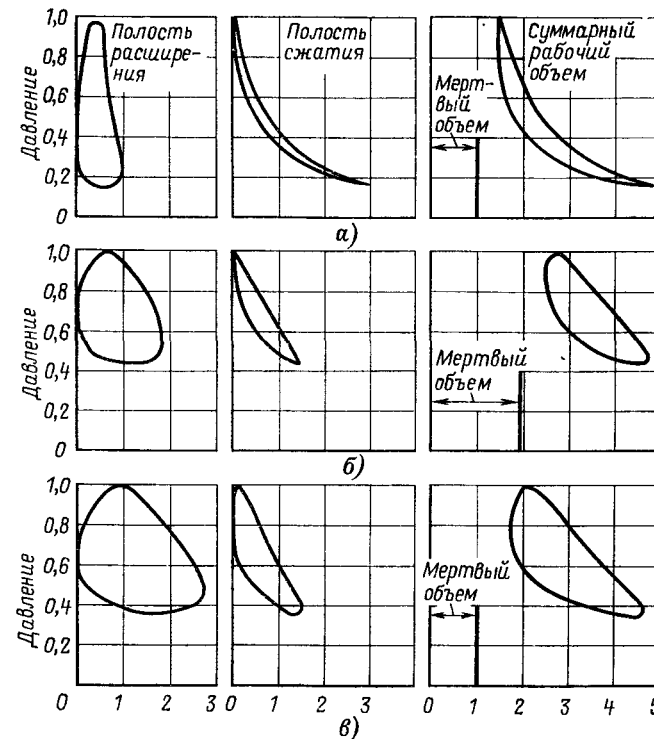


Рис. 5-6. Рабочие диаграммы для двигателей с оптимальными комбинациями конструктивных параметров. Левые диаграммы даны для полости расширения, средние — для полости сжатия, а правые — для общей рабочей полости *.

а — рабочая диаграмма для цикла, оптимизированного по параметру мощности P/RT_C ;
 б — рабочая диаграмма для цикла, оптимизированного по параметру мощности $P/p_{\max} V_T$;
 в — рабочая диаграмма цикла с такой комбинацией параметров, как и в случае б, но с мертвым объемом, уменьшенным до показанного на рис. 5-6, а (т. е. с одними и теми же размерами регенератора и теплообменников).

на прочность, а следовательно, и на массу машины, в то время как общий вытесняемый объем определяет ее *габариты*. Отсюда ясно, что оптимизация должна проводиться по параметру мощности

* В целях сравнения на всех рабочих диаграммах давления указаны в долях максимального значения, а максимальный объем общей рабочей полости (суммарный объем) — одинаковый для всех случаев.

$P/p_{\text{макс}} V_T$. Однако с момента определения основной компоновки машины по α , k , τ и X может быть использован и параметр мощности P/RT_C . Оба эти параметра, P/RT_C и $P/p_{\text{макс}} V_T$, равнозначны и приводят к одной и той же мощности двигателя за цикл.

В качестве примера на рис. 5-6 приводится сравнение рабочих диаграмм для оптимальных комбинаций фазовых углов α и отношений вытесняемых объемов k при постоянных значениях τ и X . Для всех трех случаев давление выражено в долях его максимального значения в цикле, и вследствие этого возможно сравнение рассматриваемых диаграмм. Аналогичным образом для всех трех случаев максимальное значение общего внутреннего объема принимается одинаковым и равным произвольно выбранному значению 4,6. Для каждого случая крайние левые диаграммы относятся к рабочим диаграммам полости расширения, средние — к полости сжатия, а крайние правые — к общему внутреннему объему. Диаграмма на рис. 5-6, а получена при следующей комбинации параметров: $\alpha_{\text{опт}} = 0,45\pi$ рад, $k = 2,9$, $\tau = 0,3$ и $X = 1$; оптимальная компоновка осуществляется по P/RT_C . Комбинация параметров на рис. 5-6, б следующая: $\alpha = 0,54\pi$ рад, $k = 0,74$, $\tau = 0,3$ и $X = 1$; оптимальная компоновка осуществляется по параметру $P/p_{\text{макс}} V_T$. Комбинация параметров на рис. 5-6, в такая же, как и в случае б, но с мертвым объемом V_D таким, как в случае а.

Из вышесказанного видно, что две машины, характеризуемые диаграммами на рис. 5-6, а и б, сравнимы по массе и габаритам. Для обеих машин максимальное давление и максимальный общий внутренний объем одинаковые, а мертвый объем в одной из машин в 2 раза больше, чем в другой. Несмотря на это, полезная работа машины в случае б в 1,38 раз превосходит работу машины в случае а. При уменьшении мертвого объема (б) полезная работа машины увеличивается в 2,24 раза. Данный пример убедительно подтверждает правомерность использования для оптимизации параметра $P/p_{\text{макс}} V_T$.

Аналогичные сравнения для криогенных газовых машин были проведены Уокером в 1962 г. Использование параметра холодопроизводительности $Q_E/p_{\text{макс}} V_T$ для изучения оптимизации является предпочтительным, поскольку этот параметр при заданных габаритах и массе определяет компоновку машины с максимальной холодопроизводительностью.

5.4. РЕЗУЛЬТИРУЮЩИЕ ГРАФИКИ

Несмотря на всю пользу приведенных на рис. 5-5 диаграмм, легко представить, что существует бесконечное множество различных сочетаний конструктивных параметров. Искать варианты оптимальных сочетаний параметров — дело утомительное. Для преодоления указанных трудностей строятся результирующие графики, подобные тем, что приводятся соответственно для двигателей на рис. 5-7 и для холодильных машин на рис. 5-8.

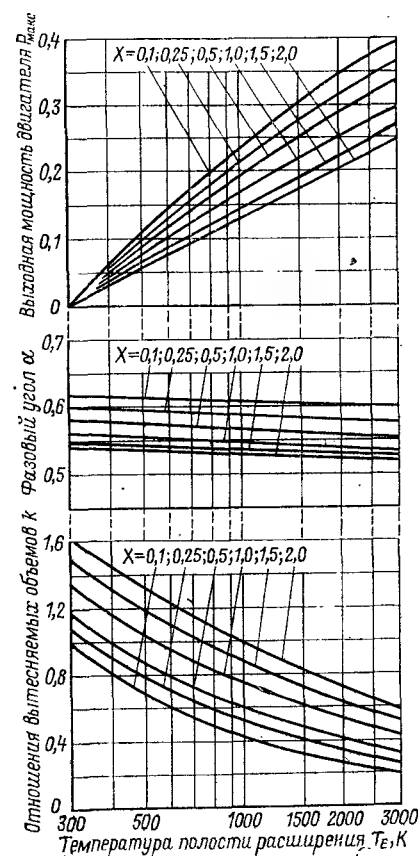


Рис. 5-7. Результирующие графики для двигателей Стирлинга.

Оптимальная комбинация из отношения вытесняемых объемов k и фазового угла α (в радианах) может быть определена для заданных значений отношения мертвого объема X и отношения температур τ по вертикальным линиям, проведенным на графиках через значения температуры T_E ; считается, что температура $T_C = 300$ К, а T_E ограничена термическим пределом материалов, используемых для цилиндра полости расширения. Соответствующее значение параметра мощности определяется по верхнему графику. В реальных двигателях параметр мощности составляет 0,3—0,4 значения, предсказываемого теорией.

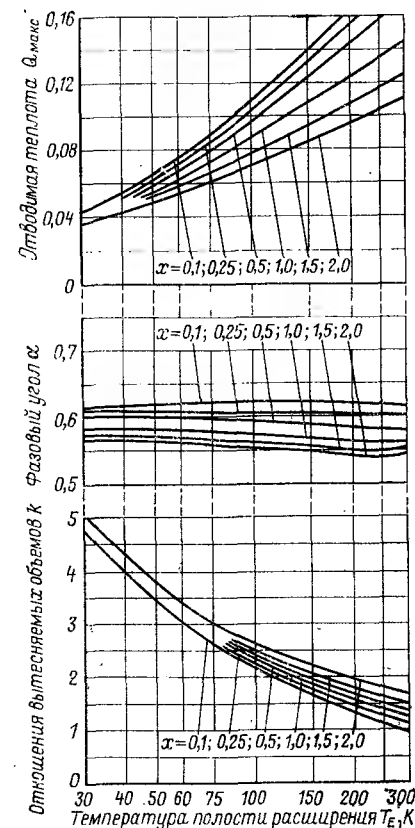


Рис. 5-8. Результирующие графики для холодильных машин с циклом Стирлинга.

Значения параметра холодопроизводительности, характеризующегося количеством теплоты, поглощаемой в полости расширения, отличаются от его действительных значений приблизительно в 3 раза.

Графики на рис. 5-7 построены с использованием оптимизации по параметру $P/p_{\text{макс}} V_T$. Для указанного параметра при различных значениях α и k и постоянных τ и X были образованы поверхности, подобные приведенным на рис. 5-5. Далее были определены вершины каждой из поверхностей, и эти значения, характеризующие максимум параметра $P/p_{\text{макс}} V_T$, вместе с $\alpha_{\text{опт}}$ и $k_{\text{опт}}$ наносились на соответствующие диаграммы рис. 5-7. Все эти графики были построены в зависимости от температуры полости расшире-

ния; температура полости сжатия, равная 300 К, принималась *всегда* постоянной. Затем были определены и нанесены на графики вершины поверхностей для различных значений τ и X . Подобный метод был применен и для получения аналогичных графиков для холодильных машин, оптимизированных по параметру холодопроизводительности $Q_E/p_{\max} V_T$ (см. рис. 5-8).

Работа по определению координат вершин поверхностей для любых постоянных значений τ и X и при начальных параметрах α и k выполнялась с применением самооптимизирующей цифровой ЭВМ по программе, созданной с использованием метода наискорейшего спуска, описанного Уокером в 1962 г.

Применение для конструирования результирующих графиков

Графики, приведенные на рис. 5-7 и 5-8, рекомендуется использовать на предварительных стадиях конструирования машин с циклом Стирлинга.

В случае двигателя необходимо, во-первых, установить допустимую температуру T_E для полости расширения. Она определяется природой теплового источника и теми конструкционными материалами, которые могут быть применены для теплообменников и цилиндра полости расширения. При выбранных значениях температуры T_E на трех графиках проводятся вертикальные линии. Из графиков по точкам пересечения вертикальных линий с сетками кривых для выбранных значений отношений мертвого объема можно определить соответствующие оптимальные значения фазового угла α и отношения вытесняемых объемов k . Аналогичным образом может быть определено и значение параметра мощности $P/p_{\max} V_T$. Поскольку T_E известно, а T_C принимается (значение этой температуры в двигателе с водяным охлаждением приблизительно равно 300 К), то может быть рассчитан и параметр $P/p_{\max} V_T$. Таким образом, зная τ , X , α и k и используя краткий перечень приведенных выше уравнений, можно перейти к непосредственному конструированию двигателя.

Нельзя не отметить, что расчетные данные, полученные для цикла по теории Шмидта, весьма оптимистичны. Как показывает опыт, нельзя ожидать от реального двигателя значений мощности и эффективности, составляющих более 30—40%, предсказываемых по теории Шмидта.

5.5. РАБОЧЕЕ ТЕЛО

В теории Шмидта физические свойства рабочего тела не рассматриваются, за исключением свойств идеального газа, подчиняющегося характеристическому газовому уравнению состояния $pV = RT$. Допущения, на которых основывается эта теория, подразумевают использование идеализированного рабочего тела со свойствами, не встречающимися в природе. Предположение об отсут-

ствии гидравлического сопротивления осуществимо только в том случае, если рабочее тело имеет нулевую вязкость. Аналогично идеальная регенерация и изотермичность процессов сжатия и расширения могут быть достигнуты только в том случае, если рабочее тело обладает нереальными значениями удельной теплоемкости и теплопроводности.

По-видимому, на практике представляют интерес только три рабочих тела: воздух, гелий и водород. Воздух привлекает своей доступностью. Гелий и водород представляют интерес с точки зрения своих термодинамических свойств, а именно тех, которые позволяют иметь высокие коэффициенты теплоотдачи и обеспечивать течение газа с относительно низкими гидравлическими потерями. С точки зрения характеристик двигателя водород лучше, чем гелий, и к тому же намного дешевле, но в присутствии воздуха или кислорода он склонен к воспламенению.

В двигателях с высокой удельной мощностью и высоким эффективным к. п. д., работающих при высоких давлениях и большой частоте вращения (более 2000 об/мин), необходимо использовать водород или гелий, с тем чтобы обеспечить высокие коэффициенты тепло- и массообмена при разумном уровне гидравлических потерь. Однако очень трудной задачей остается проблема уплотнений. Кроме того, системы регулирования мощности двигателя сложные, поскольку должны включать реверсивное устройство, клапаны и, возможно, компрессор для изменения давления рабочего тела, находящегося в баллоне высокого давления. Стоимость машин такого типа высокая, и, вероятно, будут использоваться двигатели относительно большой мощности, в которых преимущества, связанные с низким уровнем шума и малым загрязнением атмосферы выхлопными газами, оправдывают более высокую стоимость, чем двигателей внутреннего сгорания. В криогенных газовых машинах, работающих в режиме ожижения с высокой холодопроизводительностью или в рефрижераторном режиме, должен быть также использован в качестве рабочего тела гелий или водород.

Двигатели, в которых рабочим телом является воздух, не могут иметь таких высоких коэффициентов тепломассообмена, как в случае применения водорода или гелия. Обычно такие двигатели громоздкие, с низкой удельной мощностью и низким к. п. д. Однако рабочее тело в них может быть легко пополнено из атмосферного воздуха, и поэтому проблем уплотнений и конструкционных материалов для них практически не существует; вследствие этого такие двигатели могут быть простыми, дешевыми и надежными. Двигатели, работающие на воздухе, имеют низкие характеристики и не могут составить конкуренцию двигателям внутреннего сгорания ни в случае применения их в транспортных системах, ни в других, обычных для них областях. Однако существует настоятельная и все увеличивающаяся потребность в двигателях малой мощности (менее 1 л. с.) с высокой надежностью и умеренными средними характеристиками, способных длительное время работать автономно

(свыше одного года) и использовать природные или радионуклидные топлива. Потребность в подобных двигателях ощущается в системах навигации, метеорологии и дальней связи, где они могут быть использованы в качестве привода для электрогенераторов. Для таких систем подходят двигатели Стирлинга, работающие на воздухе.

Сравнительные характеристики двигателей с различными рабочими телами — воздухом, водородом и гелием приведены на рис. 5-9. Данный график, полученный путем моделирования по усовершенствованной методике расчетов для одноцилиндрового двигателя Стирлинга мощностью 225 л. с., заимствован из работ Мейера (1970 г.).

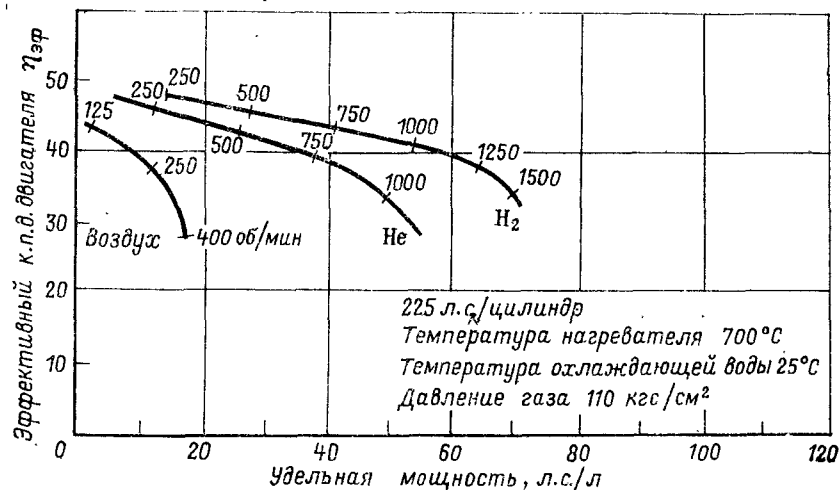


Рис. 5-9. Сравнительные характеристики двигателей Стирлинга с различными рабочими телами: воздухом, водородом и гелием (по Мейеру, 1970 г.).

На графике приведена зависимость эффективного к. п. д. двигателя от удельной мощности двигателя (единица мощности в лошадиных силах на литр вытесняемого объема цилиндра) для различных частот вращения и трех различных рабочих тел (воздух, водород и гелий). При высоких значениях удельной мощности и высоких частот вращения водород значительно превосходит гелий, а кривая для воздуха далеко отстает от кривых и для водорода, и для гелия. Однако важно отметить, что при низких частотах и низкой удельной мощности существенного различия между воздухом, гелием и водородом нет. Выбор рабочего тела, ясно определяющий область применения двигателя, является существенным моментом и должен происходить на стадии конструирования. Для двигателей с высокими характеристиками и большими частотами вращения должны быть использованы водород или гелий, а в случае возможности применения двигателей со средними значениями частот вращения и умеренными характеристиками — воздух, как имеющий существенные преимущества с точки зрения простоты конструкции и стоимости двигателя.

В будущем возможно применение и других рабочих тел. В настоящее время представляют интерес химически реагирующие и двухфазные, двухкомпонентные рабочие тела; о последних будет кратко сообщено несколько позже в гл. 10.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

6-1. ВВЕДЕНИЕ

В машине Стирлинга имеются две полости с периодически изменяющимися объемами, находящиеся при различных температурных уровнях и соединяющиеся посредством регенератора и вспомогательных теплообменников. Эти простые узлы можно компоновать в различные системы, некоторые из которых называются (согласно Финкельштейну, 1959 г.) либо по имени изобретателя, либо по имени человека, впервые использовавшего их в работе. Единственный критерий, устанавливающий их характерную особенность, это способ управления потоком рабочего тела. В данном случае имеются две возможности: поток управляется либо клапанами, либо изменением объемов. В некотором отношении два этих типа машин являются аналогичными, но по конструкции отдельных узлов, работе и областям применения они совершенно различны.

В настоящей книге машинами Стирлинга будут называться лишь те регенеративные машины, в которых управление потоком рабочего тела происходит изменением объемов. Машины, в которых поток управляется клапанами, названы именем Эриксона. Эти два названия выбраны в некоторой степени произвольно в попытке навести хоть какой-то порядок в сложившейся ситуации, поскольку в существующей литературе нет установившихся отличительных признаков для подобных машин. Сами по себе названия «машины Стирлинга» или «машины Эриксона» не являются вполне удовлетворительными, поскольку под этим подразумевается их работа по идеальным циклам при постоянном давлении или постоянном объеме с изотермическими процессами сжатия и расширения и идеальной регенерацией. Как известно, все двигатели, разработанные Робертом Стирлингом, относились к двигателям с замкнутым циклом, управление потоком в которых осуществлялось изменением объемов, тогда как Джон Эриксон занимался изготовлением машин обоих типов.

6-2. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗНОВИДНОСТИ МАШИН СТИРЛИНГА

Все существующие компоновки машин Стирлинга могут быть классифицированы на две большие группы: двухпоршневые машины и машины вытеснительного типа. Машины из второй группы

могут быть подразделены на машины, в которых рабочий и вытеснительный поршни находятся либо в одном, либо в разных цилиндрах. Примеры всех трех систем приведены на рис. 6-1. Основное различие между рабочим поршнем и вытеснителем состоит в том, что в рабочем поршне (а не в вытеснителе) для предотвращения утечек газа от одного его торца к другому имеется газонепроницаемое (теоретически) уплотнение. Поэтому без учета гидравлического сопротивления давление рабочего тела над и под вытеснителем одно и то же, и при возвратно-поступательном движении вытеснитель не производит работы над газом, а лишь переталкивает газ из одной

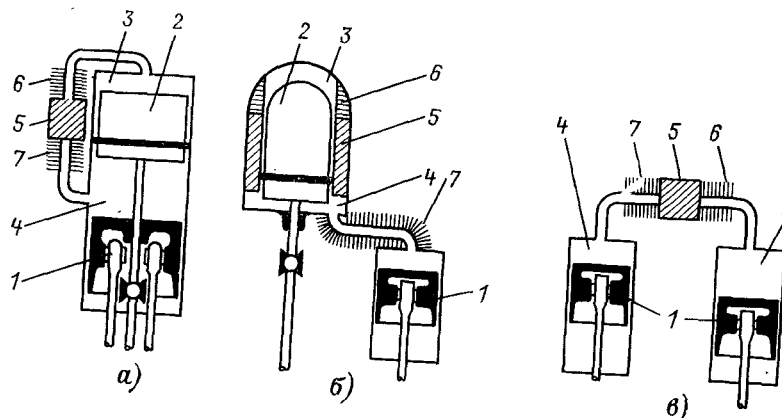


Рис. 6-1. Три основные схемы, по которым может быть рассчитано большинство типов машин Стирлинга.

а — рабочий поршень и вытеснитель в одном цилиндре; б — рабочий поршень и вытеснитель в разных цилиндрах; в — машина с двумя рабочими поршнями; 1 — рабочий поршень; 2 — вытеснитель; 3 — полость расширения; 4 — полость сжатия; 5 — регенератор; 6 — нагреватель; 7 — холодильник.

полости в другую. Для рабочего поршня давление рабочего тела, находящегося в полостях над и под поршнем, не одно и то же, за исключением, может быть, мгновенных значений для некоторых точек цикла. При движении рабочего поршня газ производит работу над поршнем либо наоборот.

В некоторых машинах вытеснитель изготавливается (частично или полностью) из пористой металлической насадки; в этом случае вытеснитель сам является регенеративным теплообменником и называется регенеративным вытеснителем.

6-2-1. Одноцилиндровые машины вытеснительного типа

На рис. 6-2 приведены некоторые из возможных вариантов компоновочных схем одноцилиндровых машин вытеснительного типа. Машины такого типа считаются наиболее удачными. Впервые схема машины вытеснительного типа была использована Робертом Стирлингом в 1816 г. в его двигателе, который показан на рис. 6-3. Эта

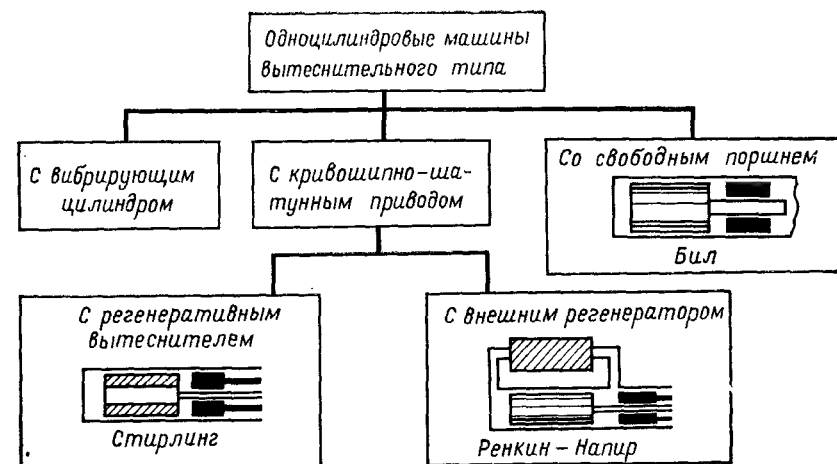


Рис. 6-2. Возможные варианты компоновочных схем одноцилиндровых двигателей вытеснительного типа. Схемы двигателей условные.

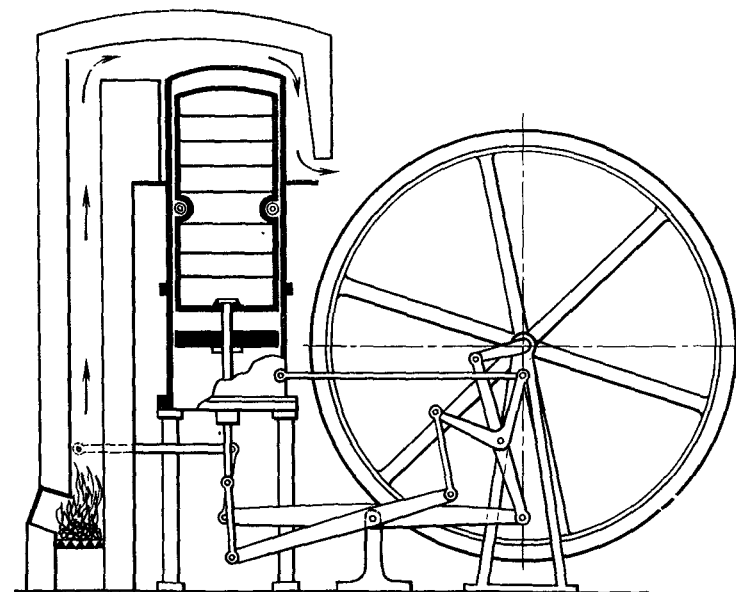


Рис. 6-3. Схема первого двигателя Стирлинга. На рисунке, заимствованном из патента 1816 г., приведена схема первого двигателя Стирлинга. Такой двигатель использовался в 1818 г. при откачке воды из каменоломни (по Финкельштейну, 1959 г.).

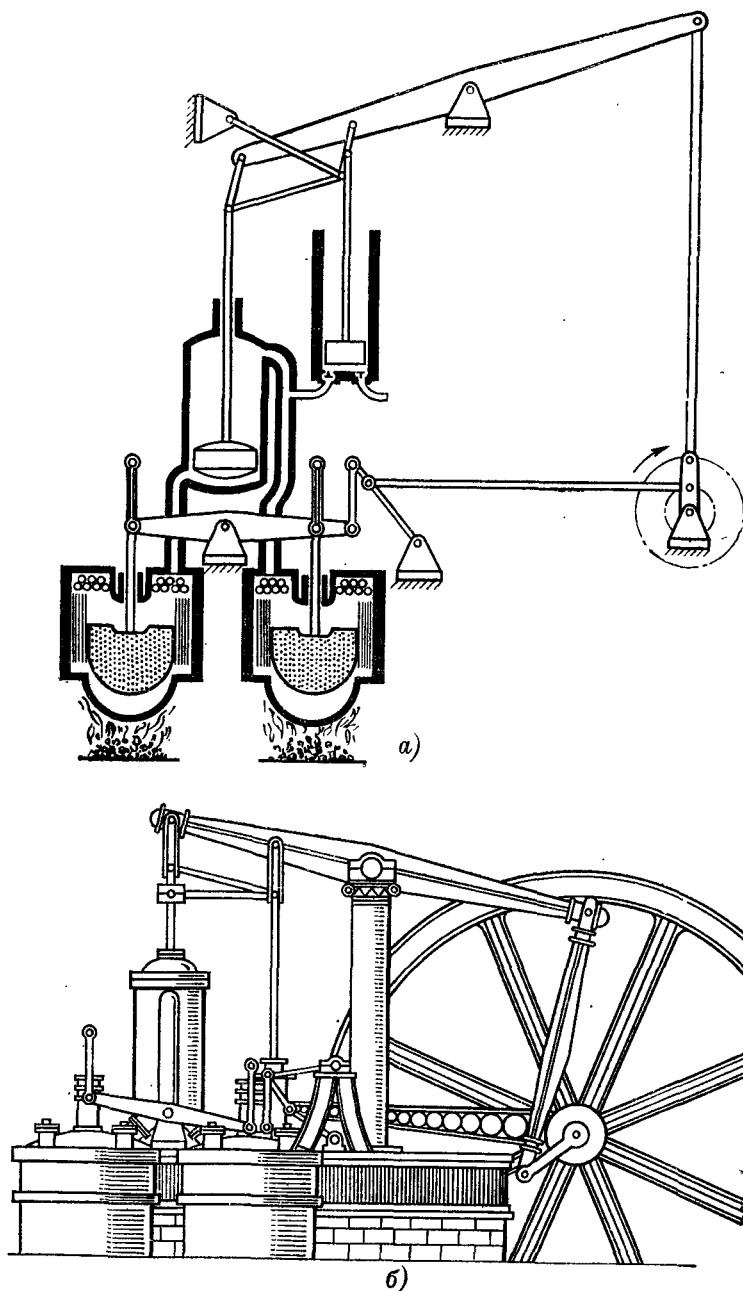


Рис. 6-4. Один из первых двигателей Стирлинга двойного действия с рабочим и вытеснительным поршнями в отдельных цилиндрах.
а — поперечное сечение двигателя с приводным механизмом; б — рисунок балансирующего двигателя со старинной гравюры конца 1827 г. (по Финкельштейну, 1959 г.).

же схема была также использована и в большинстве машин (двигателях и криогенных газовых машинах), разработанных фирмой «Филипс».

В двигателях типа, использованного Стирлингом — с регенеративным вытеснителем, и в двигателях типа Ренкина — Напира с отдельным внешним регенератором может быть применен кривошипно-шатунный механизм привода. По всей вероятности, необходимое изменение объемов может быть также достигнуто и механизмом с вибрирующим цилиндром, но, насколько известно, такой тип машин еще не разработан. Интересен и другой, свободнопоршневой вариант двигателя. Совсем недавно машины такого типа были доведены профессором Билом из университета штата Огайо до стадии эксплуатации, и, по-видимому, они имеют широкие перспективы в будущем.

6-2-2. Двухцилиндровые машины вытеснительного типа

Первой двухцилиндровой машиной была (несомненно) машина двойного действия, построенная в 1827 г. Робертом и Джеймсом Стирлингами (рис. 6-4). Машина несколько лет проработала в Данди, но впоследствии из-за неоднократных повреждений в вытеснительных цилиндрах, вызванных перегревом, от отказались.

Схемы различных вариантов машин одностороннего (простого) действия приведены на рис. 6-5. Машины с регенеративным вытеснителем

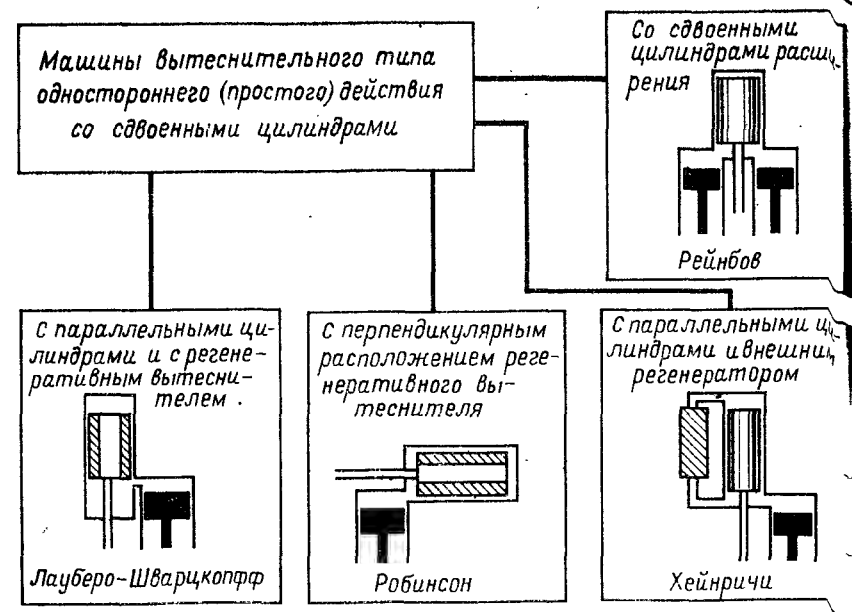


Рис. 6-5. Возможные варианты компоновочных схем машин вытеснительного типа одностороннего (простого) действия со сдвоенными цилиндрами.

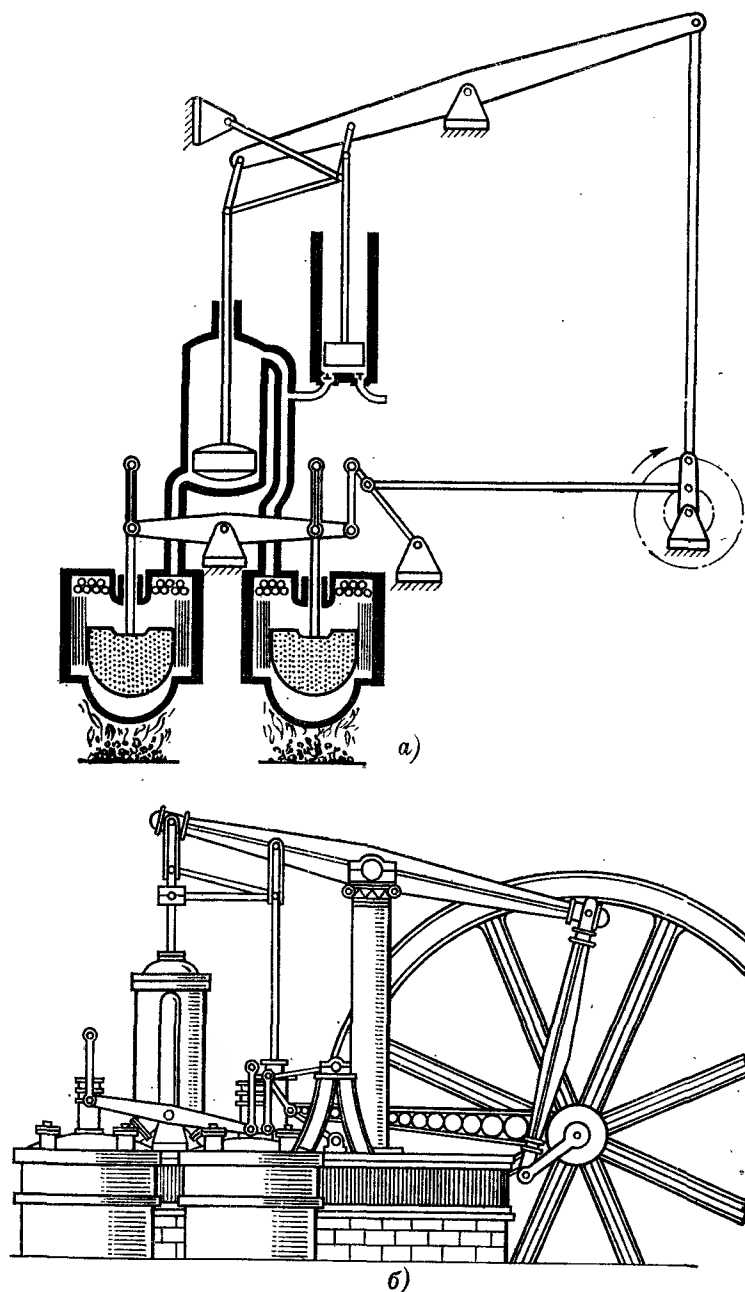


Рис. 6-4. Один из первых двигателей Стирлинга двойного действия с рабочим и вытеснительным поршнями в отдельных цилиндрах.
 а — поперечное сечение двигателя с приводным механизмом; б — рисунок балансирующего двигателя со старинной гравюры конца 1827 г. (по Фицельштейну, 1959 г.).

же схема была также использована и в большинстве машин (двигателях и криогенных газовых машинах), разработанных фирмой «Филипс».

В двигателях типа, использованного Стирлингом — с регенеративным вытеснителем, и в двигателях типа Ренкина — Напира — с отдельным внешним регенератором может быть применен кривошипно-шатунный механизм привода. По всей вероятности, необходимое изменение объемов может быть также достигнуто и механизмом с вибрирующим цилиндром, но, насколько известно, такой тип машин еще не разработан. Интересен и другой, свободно-поршневой вариант двигателя. Совсем недавно машины такого типа были доведены профессором Билом из университета штата Огайо до стадии эксплуатации, и, по-видимому, они имеют широкие перспективы в будущем.

6-2-2. Двухцилиндровые машины вытеснительного типа

Первой двухцилиндровой машиной была (несомненно) машина двойного действия, построенная в 1827 г. Робертом и Джеймсом Стирлингами (рис. 6-4). Машина несколько лет проработала в литейной в г. Данди, но впоследствии из-за неоднократных повреждений в вытеснительных цилиндрах, вызванных перегревом, от нее отказались.

Схемы различных вариантов машин одностороннего (простого) действия приведены на рис. 6-5. Машины с регенеративным вытес-

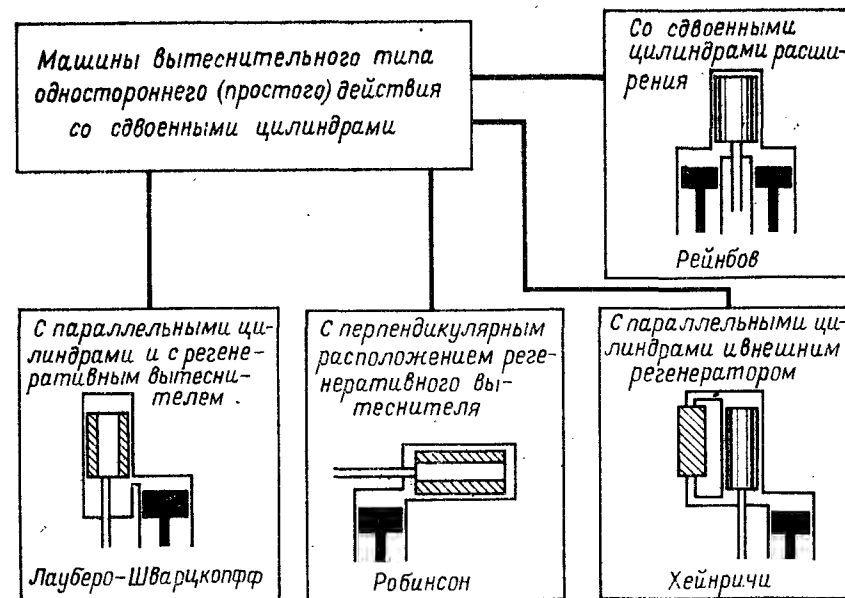


Рис. 6-5. Возможные варианты компоновочных схем машин вытеснительного типа одностороннего (простого) действия со сдвоенными цилиндрами.

нителем могут быть названы машинами Лауберо —Шварцкопфа (Laubereau — Schwartzkopff), а с отдельным регенератором — машинами Хейнричи. Машины с расположенными под прямым углом цилиндрами в достаточно большом количестве продавались в конце прошлого столетия и известны как машины Робинсона. Машину с довольно интересными возможностями предложил Рейнбов (Rainbow) из Бристоля (см. рис. 6-5). Она имеет два рабочих поршня и один вытеснитель. Ее конструкция позволяет обеспечить высокую надежность приводного механизма и облегчает решения задач, связанных с уплотнением и охлаждением.

6-2-3. Многопоршневые машины

Многопоршневые машины Стирлинга могут быть разделены на четыре большие группы:

- 1) поршневые;
- 2) ротационные;
- 3) сильфонные и диафрагменные;
- 4) свободнопоршневые.

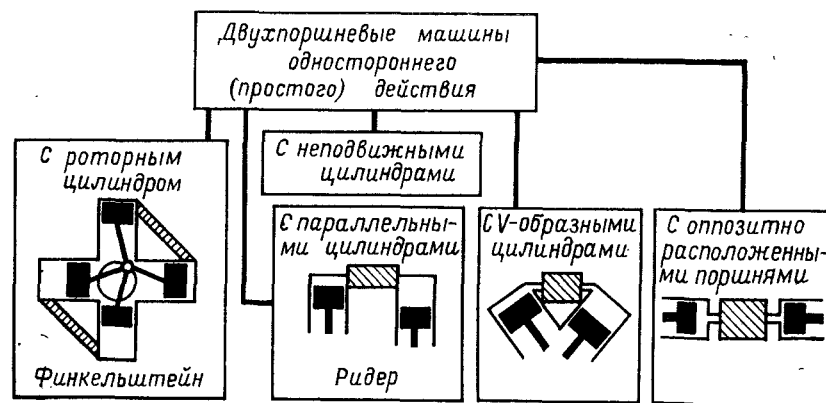


Рис. 6-6. Возможные варианты компоновочных схем двухпоршневых машин одностороннего (простого) действия.

Наиболее известными считаются поршневые машины, подразделяющиеся на одностороннего (простого) и двойного действия. Разновидности двухпоршневых машин одностороннего действия (три с неподвижными цилиндрами и одна с вращающимся) показаны на рис. 6-6. Из всего разнообразия машин этого типа в большом количестве в конце прошлого века изготавливались только машины Ридера (Rider) с параллельными цилиндрами, поршни которых соединялись с коленчатым валом.

Два вида многопоршневых машин двойного действия приведены на рис. 6-7. В одной из них, машине Финкельштейна, два цилиндра (каждый из которых имеет поршень двойного действия) объединены

по принципу работы спаренного двигателя с двойным циклом. В одном из цилиндров имеются две полости сжатия, в другом — две полости расширения; тем самым обеспечивается возможность полного физического разделения горячей и холодной полостей машины. Другая схема компоновки, предложенная Рини (Rinia), может применяться для любого числа цилиндров, размещаемых так, что полость над поршнем одного цилиндра соединяется с нижней полостью поршня смежного цилиндра с помощью канала с помещенным в нем регенератором. Такая схема особенно выгодна для трех- или шестицилиндровых машин с расположением цилиндров по окружности¹ и с приводом от косой шайбы или кривошипно-шатунного механизма. Для многоцилиндровых рядных двигателей ввиду большой длины канала, соединяющего полости крайних цилиндров, такая компоновка неудовлетворительна. Двигатель с подобной компоновкой был изобретен Рини на ранней стадии работ, проводившихся фирмой «Филипс». Впоследствии из-за проблем смазки и уплотнений от него отказались, а через некоторое время обратились вновь в связи с разработкой компактного автомобильного двигателя

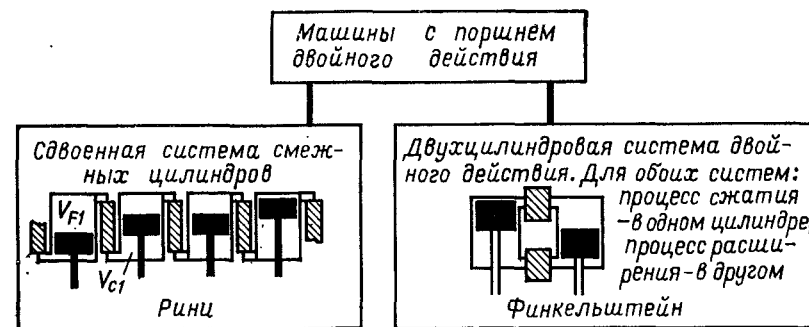


Рис. 6-7. Возможные варианты компоновочных схем многопоршневых машин двойного действия.

с высокой удельной мощностью. Общим преимуществом для компоновочных схем Рини и Финкельштейна является наличие только одного движущегося узла по сравнению с двумя для других вариантов машин.

Возможности использования ротационных сильфонных и диафрагменных систем безграничны. Наибольшее количество предпринимаемых попыток направлено на преодоление трудностей, связанных с неуравновешиваемостью и уплотнениями узлов машин, возникающих и взаимно обуславливающих друг друга при возвратно-поступательном движении отдельных элементов машины; как известно, ни одна из этих попыток не привела к коммерческому воплоще-

¹ Подобное расположение цилиндров часто называют барабанным. (Прим. перев.)

нию этих систем. Схема ротационной машины, предложенная Цвауэром (Zwäuer), показана на рис. 6-8. На общем валу имеются две ротационные машины типа двигателя Ванкеля (Wankel), а два регенератора располагаются симметрично относительно продольной оси машины. Одна из ротационных машин представляет собой блок сжатия, другая — блок расширения. Каждый блок состоит из трех отдельных полостей (камер), в каждой из которых за один оборот вала осуществляются два процесса сжатия или расширения. Таким образом, комбинация из этих двух машин приводит к трем отдельным системам, в каждой из которых осуществляются два полных

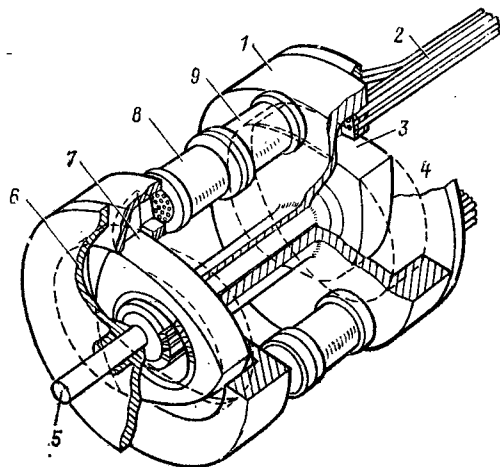


Рис. 6-8. Схема Цвауэра — Ванкеля роторного двигателя Стирлинга.

1 — блок расширения; 2 — трубки нагревателя; 3 — полость; 4 — зона горения; 5 — вал; 6 — блок сжатия; 7 — полость; 8 — теплообменник, охлаждаемый водой; 9 — регенератор.

цикла за один оборот вала. Предполагается, что такая компоновка сможет привести к компактному двигателю с высокой удельной мощностью.

6-2-4. Сравнение многоцилиндровых машин с машинами вытеснительного типа

Как было показано, возможны самые разнообразные варианты компоновочных схем многоцилиндровых и вытеснительных типов машин, некоторые из которых уже доведены до коммерческой стадии. Но нет ни одной машины с явными преимуществами по отношению ко всем остальным; имеется лишь ряд определяющих факторов, указывающих на предпочтительный выбор одноцилиндровых машин вытеснительного типа, большей частью небольших по габаритам; выбор может колебаться между многоцилиндровыми, ском-

понованными из одноцилиндровых машин вытеснительного типа с общим коленчатым валом, и многоцилиндровыми типа Рини или Финкельштейна.

Одним из важных факторов, указывающих на преимущества машин вытеснительного типа над многоцилиндровыми машинами, является то, что для них относительно легче разрешается вопрос об уплотнениях элементов, движущихся возвратно-поступательно. Для всех машин требуются по крайней мере по два уплотнения. На каждый поршень для указанных на рис. 6-1 трех машин требуется по одному уплотнению: два уплотнения в двухпоршневой машине и по одному на каждую машину вытеснительного типа. Кроме того, для машин вытеснительного типа требуется дополнительное уплотнение для штока вытеснителя, поскольку в первом варианте машины шток проходит через рабочий поршень, а во втором — выходит за пределы нижней части вытеснительного цилиндра. Уплотнение для штока вытеснителя менее важно по сравнению с уплотнением рабочего поршня, что определяется меньшими утечками рабочего тела и меньшим трением. По-видимому, это является основным преимуществом машин вытеснительного типа, поскольку проблема уплотнений движущихся возвратно-поступательно элементов чрезвычайно трудна, в особенности при использовании иных рабочих тел, чем воздух. Преимущество машин вытеснительного типа еще и в том, что общая масса их поступательно-движущихся узлов меньше, чем в многоцилиндровых машинах. Это облегчает балансировку и снижает проблему вибрации. Вытеснитель не производит работы, на него действуют лишь газовые силы давления, возникающие из-за наличия гидравлического сопротивления, и силы инерции. Поэтому конструктивно он может быть выполнен более легким с соответственно менее массивными штоком, траверсами и подшипниками, что приводит к значительной экономии в массе и снижению механических потерь.

Выходная мощность двигателя (в первом приближении) линейно зависит от давления рабочего тела. Поэтому повышение удельной мощности двигателя непосредственно связано с увеличением давления рабочего тела. Для небольших двигателей выгоден картер под давлением. Это не только уменьшает нагрузку на поступательно-движущиеся уплотнения, но и снижает требования к прочности, предъявляемые к узлам поршня, шатуна и подшипников. Это результат того, что при использовании картера под давлением действующий на поршень перепад давления уменьшается до $p_{\text{цил}} - p_{\text{кар}}$ вместо $p_{\text{цил}} - p_{\text{атм}}$ при атмосферном давлении в картере. Вследствие этого может быть снижена масса двигателя и уменьшены механические потери в подшипниках и уплотнениях. Эти выгоды компенсируются повышенными требованиями к прочности конструкции картера, поскольку в этом случае он представляет собой некую емкость под давлением, а при необходимости вывода коленчатого вала из картера требуется по крайней мере еще одно динамическое уплотнение.

Проблема уплотнения вращающегося вала относительно проще по сравнению с проблемой уплотнения поступательно движущегося поршня, и она может быть разрешена путем размещения электродвигателя или электрогенератора внутри самого картера; однако для двигателя с высоким давлением рабочего тела такое решение может привести к значительным «вихревым» потерям.

6-2-5. Сравнение одноцилиндровых и многоцилиндровых машин вытеснительного типа

Интуиция подсказывает, что минимальные масса и габариты картера под давлением обеспечиваются в одноцилиндровой машине вытеснительного типа. С увеличением номинальной мощности масса картера становится доминирующей в общей массе машины, и для двигателей большой мощности приходится отказываться от применения картера под давлением как наиболее простого способа повышения мощности.

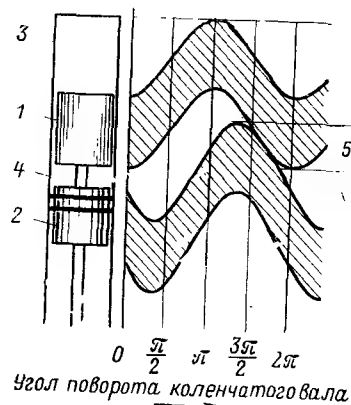


Рис. 6-9. Схема перемещений рабочего и вытеснительного поршней в одноцилиндровой машине.

1 — вытеснитель; 2 — рабочий поршень; 3 — полость расширения; 4 — полость сжатия; 5 — общая часть цилиндра для вытеснителя и рабочего поршня.

лезной мощности двигателя. Второе преимущество одноцилиндрового двигателя вытеснительного типа заключается в том, что при работе вытеснительный и рабочий поршни перемещаются в одной и той же части рабочего объема цилиндра, хотя и в разные периоды времени. Частичное перекрытие ходов поршней ясно видно из рис. 6-9; такая компоновка позволяет обеспечить наиболее эффективное использование имеющегося рабочего объема цилиндра.

Машины вытеснительного типа с отдельно расположенными цилиндрами имеют следующие преимущества:

1) большая гибкость с точки зрения проектирования и технологии узлов коленчатого вала и шатунов;

2) размещение уплотнения для штока вытеснителя в неподвижном узле, а не в днище рабочего поршня, где появляются различного рода дополнительные ограничения.

Это очень важные с практической точки зрения преимущества.

6-3. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗНОВИДНОСТИ МАШИН ЭРИКСОНА

Регенеративные машины с клапанным управлением потока рабочего тела (здесь они называются машинами Эриксона), так же как и родственные им машины Стирлинга, разнообразны по типам, формам и габаритам. Иногда классификацию обоих типов машин можно

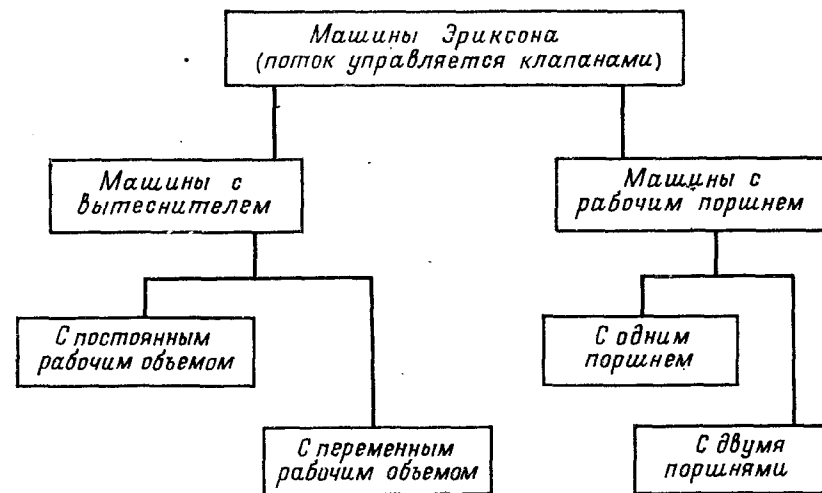


Рис. 6-10. Классификация машин Эриксона.

проводить по аналогии; единственное различие между ними — в наличии (или в отсутствии) клапанов, обеспечивающих циклическое изменение потока газа в рабочей полости, обычно предназначенных для регулирования потока рабочего тела. При таком определении исключаются из рассмотрения газопоршневые машины, использующиеся в системе регулирования машин Стирлинга для изменения давления рабочего тела. В данной работе семейство таких машин подробно не рассматривается, но представляется, что краткое сообщение об их основных типах для сравнения с машинами Стирлинга может быть полезным. Возможности же использования любого теоретического или экспериментального материала, рассматриваемого здесь, применительно к машинам Эриксона неизвестны.

«Семейство» машин Эриксона иллюстрируется на рис. 6-10. В большинстве случаев их можно разделить либо на машины вытеснительного типа, либо на машины с рабочим поршнем. В каждой

из этих основных групп может быть проведена их дальнейшая классификация. Машины вытеснительного типа могут иметь либо постоянный, либо переменный рабочий объем. Машины с рабочим поршнем могут подразделяться на одно- и двухпоршневые.

На рис. 6-11 показаны некоторые из вариантов машин вытеснительного типа, часть из которых хорошо известна по именам их изобретателей. В качестве примера приведена только одна машина

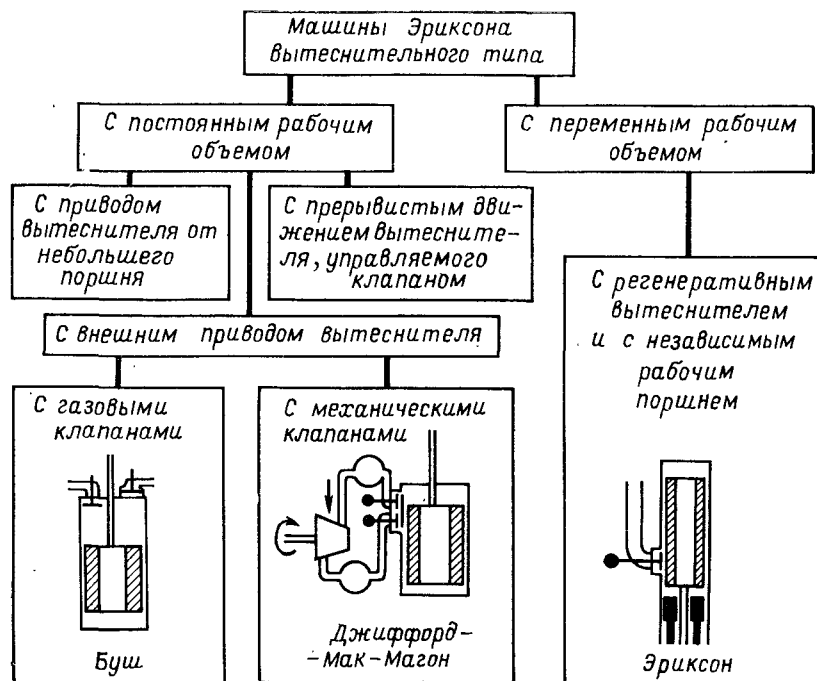


Рис. 6-11. Возможные варианты компоновочных схем машин Эриксона вытеснительного типа.

с переменным объемом рабочего тела. Такой была первая машина Джона Эриксона. Она состояла из соединенных (но смещенных по фазе) с помощью кривошипно-шатунного механизма рабочего поршня и регенеративного вытеснителя. В этих же машинах могут быть использованы и клапаны либо с газовым, либо с механическим приводом. Потенциально подобные системы привлекательны для больших установок с ядерными реакторами, в которых рабочее тело машины могло бы использоваться как хладагент для реактора.

Большие возможности имеют машины с постоянным рабочим объемом. Показанные на рис. 6-11 три отдельные группы отличаются по способу привода вытеснителя. Тип машин с внешним приводом вытеснителя и газовыми клапанами запатентован Бушем (Bush) как генератор давления, а машины с механическим приводом кла-

панов успешно продаются как криогенные машины Джиффорда — Мак-Магона. Машины этих типов были описаны Мартини (Martini, 1968 г.) и Баком (Buck, 1968 г.) в их работах по исследованию в области имплантации искусственного сердца. Оба варианта относятся к машинам типа «двигателей Стирлинга».

В качестве примера на рис. 6-12 приведено только по одной схеме однопоршневой и двухпоршневой машин Эриксона. Возможны

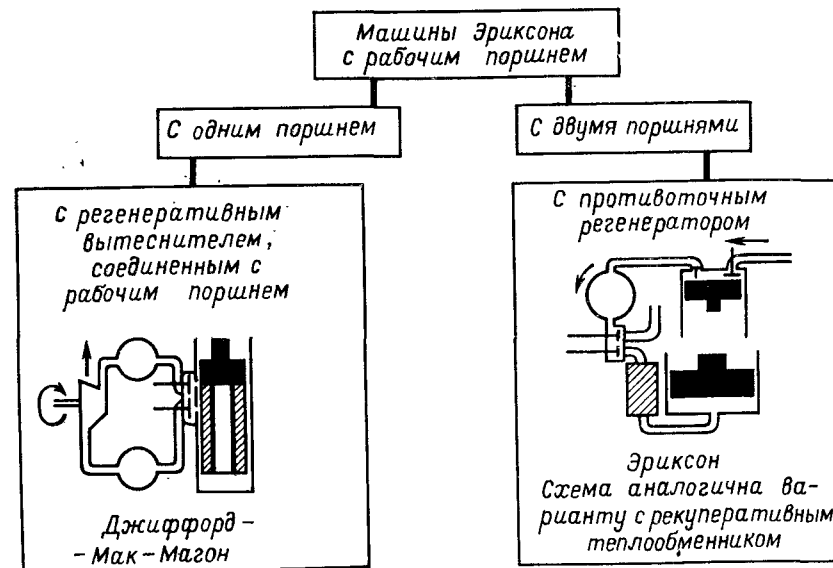


Рис. 6-12. Возможные варианты компоновочных схем машин Эриксона с рабочим поршнем.

также и другие варианты. Двухпоршневые машины Эриксона могут иметь как регенеративные, так и рекуперативные теплообменники и считаются весьма надежными.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ В МАШИНАХ СТИРЛИНГА

7-1. ВВЕДЕНИЕ

Конструирование регенератора, как и других теплообменников для машин Стирлинга, является весьма трудной задачей. Насколько известно автору, до сих пор еще нет хорошо отработанных методик, непосредственно относящихся к теплообменникам такого рода. Поэтому для создания работоспособной конструкции используются

общеизвестные основные принципы расчета и конструирования теплообменников, а также некие интуитивные правила с надеждой, что соответствующие коррекции в методику расчетов будут внесены при дальнейшем развитии этих машин. Вероятно, это может показаться несколько странным, учитывая наличие большого количества литературы по рассматриваемым теплообменникам, в том числе и по регенераторам. Однако то обстоятельство, что такое положение существует, возможно, подчеркивает острую необходимость в продолжении как теоретических, так и экспериментальных работ, способствующих развитию регенераторов.

Эта глава может быть полезна с точки зрения рассмотрения тех проблем, которые встречаются при разработке регенераторов для машин Стирлинга, а также для знакомства с основными литературными источниками по данному вопросу. В конце главы рассматриваются некоторые идеи, которые могут быть полезны при решении трудных вопросов более совершенным способом.

7.2. ИДЕАЛЬНЫЙ РЕГЕНЕРАТОР

При предыдущем рассмотрении циклов Стирлинга и Шмидта предполагалась идеальная регенерация теплоты. Это достигается в том случае, когда одна из двух температур рабочего тела, либо на входе в насадку регенератора (температура T_E в конце процесса расширения), либо на выходе из нее (температура T_C в конце процесса сжатия), остается постоянной. Это возможно тогда, когда процессы протекают бесконечно медленно либо коэффициент теплоотдачи или поверхность теплообмена — бесконечно большие величины, а также в тех случаях, когда теплоемкости рабочего тела и насадки соответственно равны нулю и бесконечно большой величине.

И в цикле Стирлинга, и в цикле Шмидта мгновенные значения давления в насадке одни и те же, поскольку идеальный регенератор не имеет гидравлического сопротивления. Кроме того, для цикла Стирлинга свободный объем насадки принимается равным нулю, а в цикле Шмидта свободный объем считается независимо выбранным параметром и составляет часть общего свободного объема системы.

Характер температурного поля в насадке регенератора для обоих циклов несуществен и обычно описывается линейной функцией по длине насадки. Для цикла Шмидта это обстоятельство является важным, поскольку эффективная температура мертвого объема T_D всегда рассчитывается как среднеарифметическое постоянных температур T_E и T_C .

7.3. РЕАЛЬНЫЙ РЕГЕНЕРАТОР

Условия работы регенератора в реальном двигателе существенно отличаются от тех предполагаемых условий, которые рассматривались выше для идеального случая. Температура рабочего тела на

входе в насадку не постоянна, а периодически изменяется, поскольку процессы сжатия и расширения не изотермические. Температура на выходе из насадки регенератора также меняется и не только из-за ее периодического изменения на входе, но и из-за ограниченных значений коэффициента теплоотдачи и поверхности теплообмена насадки, приводящих к конечным скоростям теплоотдачи. Параметры потока рабочего тела на входе в насадку (или на выходе из нее) не постоянны, а непрерывно меняются: давление, плотность и скорость изменяются в широких пределах, а изменение температуры происходит в более ограниченном диапазоне.

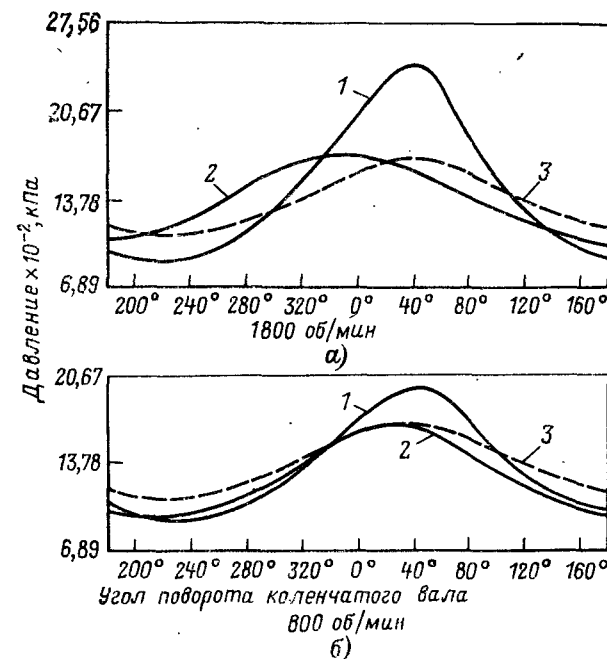


Рис. 7-1. Циклическое изменение давления в криогенной машине, работающей по циклу Стирлинга (по Уокеру, 1961); измеренные значения циклического изменения давления в полостях расширения и сжатия криогенной машины при $n = 1800$ об/мин (а) и $n = 800$ об/мин (б). Начало кривых соответствует положению вытеснителя в верхней мертвой точке.

1 — изменение давления в полости сжатия; 2 — изменение давления в полости расширения; 3 — теоретические кривые, рассчитанные по изотермической теории Шмидта.

В качестве примера на рис. 7-1 показаны циклические изменения давления в полостях сжатия и расширения в криогенной газовой машине, работающей по циклу Стирлинга. Приведенные на графиках кривые изменения давления получены с помощью индикатора Фарнборо. Для сравнения вместе с двумя указанными зависимостями; полученными для различных частот вращения, даны и теоретические кривые, рассчитанные по теории Шмидта.

Из рис. 7-1 видно, что амплитуды измеренного давления рабочего тела в полости расширения почти точно совпадают с амплитудами кривых, рассчитанных по теории Шмидта. Однако что касается фаз, то совпадение с кривыми, рассчитанными по теории Шмидта, наблюдается лишь для полости сжатия. Кроме того, интересно отметить, что при изменении частоты вращения от 800 до 1800 об/мин принципиальный характер изменения амплитуд для полости сжатия и их сдвиг по фазе для полости расширения сохраняются. Расхождение давлений на диаграммах для полостей сжатия и расширения происходит из-за гидравлического сопротивления потока газа, имеющего место в конденсаторе, регенераторе и холо-

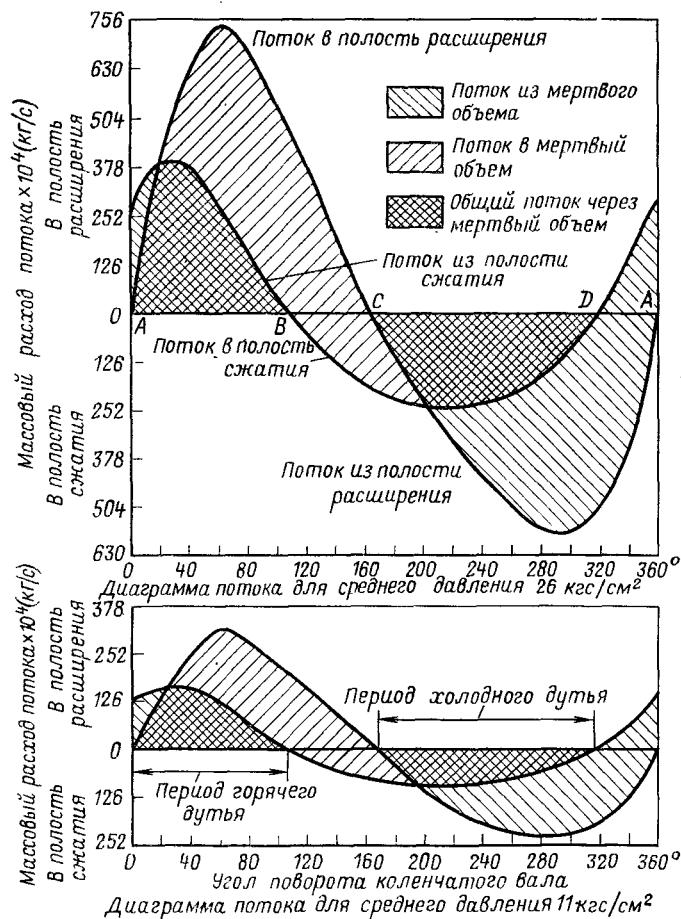


Рис. 7-2. Массовые расходы в криогенной машине, работающей по циклу Стирлинга, для двух различных средних давлений в цикле — 26 кгс/см² и 11 кгс/см². Из-за различных температур (70 К и 300 К) и вытесняемых объемов (114,8 и 188,6 см³) соответственно для полостей расширения и сжатия массовые расходы потоков различны.

дильнике. Можно показать, что гидравлические потери давления не являются пренебрежимо малыми и находятся в достаточно сложной зависимости от частоты вращения. Как было уже замечено, подобное влияние оказывает и плотность рабочего тела (Уокер, 1963 г.).

Дальнейшие расчеты для этой машины проводили, исходя из предположений ее работы строго по циклу Шмидта. На рис. 7-2 приведены графики циклического изменения массового расхода рабочего тела, рассчитанные для двух различных средних давлений. Эти графики в некоторой степени трудны для понимания¹. На каждом из них имеются по две кривые: одна показывает массовый расход потока в полость и из полости расширения, другая — массовый расход потока в полость и из полости сжатия. Кривые, лежащие выше оси абсцисс, относятся к массам потока, поступающего в полость расширения и выходящего из полости сжатия; кривые, лежащие ниже оси абсцисс, — к массам потока, выходящего из полости расширения и поступающего в полость сжатия. Площадь перекрытия кривых характеризует период общего потока газа, проходящего через мертвый объем, включающий и регенератор. В криогенной газовой машине за направление «горячего потока» принимается направление в полость расширения, а «холодного потока» — в полость сжатия.

Из рассмотрения зависимостей на рис. 7-2 можно сделать важный вывод: время прохождения общего потока газа через мертвый объем (который в основном — регенератор) составляет не более половины всего времени цикла. Рассмотрим более подробно рис. 7-2 (верхние части графиков); за период от A до B общий поток газа проходит через регенератор в направлении полости расширения; за период от B до C поток газа выходит из регенератора в двух направлениях — в полости расширения и сжатия; за период от C до D общий поток газа проходит через регенератор в направлении по-

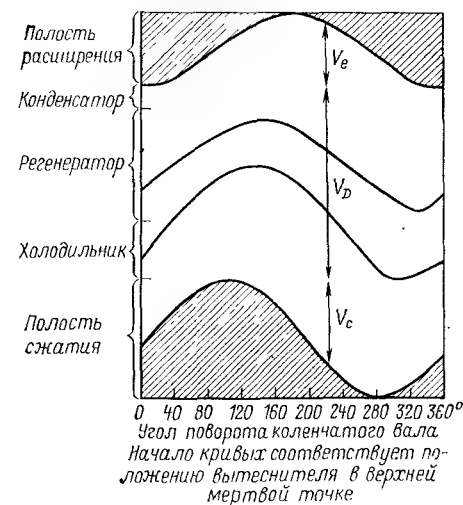


Рис. 7-3. Циклические траектории отдельных частиц рабочего тела в цикле Стирлинга для криогенной машины, рассчитанные по изотермической теории Шмидта.

¹ Перемещение массы рабочего тела в машинах Стирлинга осуществляется по сложному закону. Вследствие смещения поршней по фазе и эффектов сжатия и расширения рабочее тело в одно и то же время в различных полостях машины может перемещаться в разных направлениях. (Прим. перев.)

лости сжатия; за период от D до A поток направляется в регенератор из двух полостей — сжатия и расширения.

Дальнейшими расчетами можно графически показать траектории отдельных частичек рабочего тела. Это сделано на рис. 7-3, где все объемы потока расположены в такой последовательности: самый верхний относится к изменению объема потока в полости расширения, а самый нижний — в полости сжатия. Крайние кривые характеризуют траектории частичек, примыкающих непосредственно к днищам поршня и вытеснителя. Показаны также циклические траектории некоторых других частичек рабочего тела, находящихся в промежуточных сечениях. Заслуживает особого внимания поведение одной из частиц рабочего тела: эта частица никогда не покидает регенератор, а совершает лишь колебательные движения внутри насадки в течение всего цикла, что говорит о том, что ни одна частица рабочего тела не проходит через регенератор. Этот экстраординарный вывод очень важен при рассмотрении классической теории регенератора применительно к машинам с циклом Стирлинга.

Из рассмотрения зависимостей на рис. 7-1—7-3 следует главный вывод: рабочее тело в машинах Стирлинга имеет сложный вид движения.

7-4. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ РЕГЕНЕРАТОРА

Наиболее исчерпывающий материал по тепловым регенераторам приводится в работе Джекоба (Jakob), содержащей переработанные классические работы Хаузена (Hausen, 1929, 1931 гг.), Нуссельта (Nusselt, 1927 г.), Шумана (Schumann, 1932 г.) и Анзелиуса (Anzelius, 1926 г.). Илифф (Iliff, 1948 г.) в одной из своих работ сделал обзор и продолжил работы Хаузена и его коллег. Коппадж и Лондон (Coppage, London, 1953 г.) собрали и обобщили различные материалы, имеющиеся в литературе, а Кейс (Keys) и Лондон (1958) заложили рациональную основу для расчета регенераторов, установив соотношения между различными формами компактных теплообменников. Полезные вклады были сделаны также Джонсоном (Johnson, 1952 г.) и Типлером (Tipler, 1948 г.). Но ни одна из этих работ не имела непосредственного отношения к работе регенераторов применительно к машинам Стирлинга; содержащийся в них достаточно большой основополагающий или специфический материал относился к газовым турбинам.

7-5. РАБОЧИЕ УСЛОВИЯ

Работа регенератора может рассматриваться при различных условиях, но обычно наибольший интерес представляет *циклический режим* его работы. Этот режим характеризуется тем, что в результате повторяющегося нагревания и охлаждения в течение постоянного времени цикла, состоящего из двух периодов — нагревания

и охлаждения, температура в любой точке рабочего тела (или насадки) возвращается к прежнему значению (т. е. к такому же, какое было в тот же момент предыдущего цикла).

На рис. 7-4 изображен противоточный тепловой регенератор. Предполагается, что в циклическом режиме регенератор работает следующим образом. Нагретое рабочее тело с *постоянной температурой на входе* проходит через насадку слева направо, отдает ей часть теплоты и выходит через правый конец с переменной температурой, меньшей, чем температура на входе. Затем подача нагретого рабочего тела прекращается, и все рабочее тело выходит из насадки с правой стороны. После этого в насадку справа поступает холодное рабочее тело при постоянной температуре: оно проходит через насадку, нагревается от аккумулированной ранее насадкой теплоты и выходит через левый конец с переменной температурой, всегда большей, чем температура на входе. Далее подача холодного рабочего тела прекращается, и все рабочее тело выходит через левый конец насадки, завершая рабочий цикл.

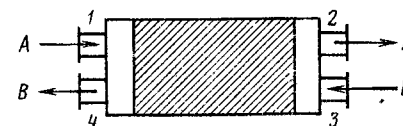


Рис. 7-4. Тепловой регенератор с противотоком.

1 — нагретое рабочее тело A входит в насадку при постоянной входной температуре (период нагревания, или период горячего дутья); 2 — нагретое рабочее тело A выходит из насадки с переменной температурой, всегда меньшей, чем во впускном (горячем) клапане. Эта переменная температура все время возрастает, асимптотически приближаясь к температуре рабочего тела во впускном клапане; 3 — течение рабочего тела A прекращается; в насадку поступает холодное рабочее тело B при постоянной входной температуре (период охлаждения, или период холодного дутья); 4 — холодное рабочее тело B выходит из насадки с переменной температурой, всегда большей, чем во впускном (холодном) клапане. Эта переменная температура все время уменьшается, асимптотически приближаясь к температуре рабочего тела во впускном клапане.

На рис. 7-5 показано возможное изменение во времени в различных местах насадки температуры самой насадки и рабочего тела для регенератора с циклическим режимом работы. На рисунке приведена одна из возможных температурных зависимостей для некоторых промежуточных точек регенератора при циклическом режиме его работы. Диапазон от a до b — период нагревания (период горячего дутья). В начале периода горячего дутья температура рабочего тела повышается от A до B и, начиная с B , увеличивается, асимптотически приближаясь к постоянной входной температуре горячего потока. В период нагревания вследствие передачи теплоты от рабочего тела к насадке, температура насадки повышается от X до Y . В точке b поток рабочего тела сменяется на холодный; диапазон от b до c — период охлаждения (период холодного дутья). Вследствие изменения направления потока температура рабочего тела уменьшается от C до D и, начиная с точки D , уменьшается, асимптотически приближаясь к постоянной входной температуре холодного потока. В период охлаждения вследствие передачи теплоты от насадки к рабочему телу температура насадки снижается от Y до X . Поля температур для рабочего тела и для насадки в момент изменения направления потока приведены на рис. 7-6.

Верхние кривые характеризуют температуру рабочего тела и насадки в конце подачи (дутья) горячего рабочего тела и в начале холодного, нижние кривые — температурные условия в конце подачи холодного рабочего тела и в начале горячего. В любой точке по длине насадки температуры могут колебаться в диапазоне между верхней и нижней кривыми в соответствии с зависимостями, подобными тем, что приведены на рис. 7-5.

Цикл регенератора состоит из четырех периодов. Рассматривая течение нагретого рабочего тела, будем называть периодом дутья

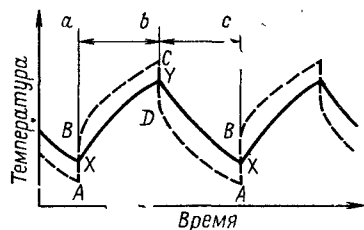


Рис. 7-5. Зависимость температуры рабочего тела и насадки регенератора от времени.

время, за которое вся масса рабочего тела проходит какую-либо точку регенератора; периодом реверса назовем время между двумя последовательными поступлениями в насадку регенератора рабочего тела. Аналогичные периоды дутья и реверса имеют место и для течения холодного рабочего тела. Как указал в 1948 г. Илифф, в работающих регенераторах на практике периоды дутья и реверса совпадают, поскольку последняя вводимая порция рабочего тела вытесняется другим рабочим телом через отверстие, служащее для ее входа. Если представить себе идеальный регенератор, период дутья в нем всегда меньше, чем период реверса, на время, которое требуется частице газа для прохождения от одного конца регенератора до другого. Поэтому, если этим обстоятельством пренебречь, нужно предположить, что *время прохождения частицы через регенератор мало по сравнению с полным временем дутья*.

В целях облегчения анализа работы регенератора были приняты и другие важные упрощающие предположения, некоторые из них кратко сформулированы ниже.

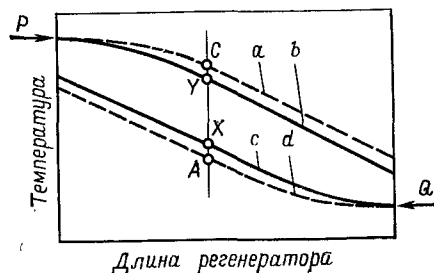


Рис. 7-6. Пространственное изменение температур рабочего тела и насадки в регенераторе при циклическом режиме работы для момента изменения направления горячего потока рабочего тела на холодный, имеющими, соответственно, входные температуры P и Q .
 a — температура рабочего тела в конце горячего дутья; b — температура насадки в конце горячего и начале холодного дутья; c — температура насадки в конце холодного дутья; d — температура рабочего тела в конце холодного дутья.
Точки A , C , X , Y относятся к условиям A , C , X и Y рис. 7-5.

1. Теплопроводность насадки должна быть постоянной. Нуссельт рассматривал четыре случая:

а) теплопроводность насадки бесконечно велика; это означает, что в насадке нет градиента температуры; расчеты Нуссельта указывают на плохие характеристики в этом случае;

б) теплопроводность насадки бесконечно велика в направлении, параллельном потоку рабочего тела, и конечна в направлении, перпендикулярном потоку. На практике это может быть достигнуто в случае очень короткого регенератора с насадкой, имеющей толстые стенки;

в) теплопроводность насадки в направлении, параллельном потоку, равна нулю, а в направлении, перпендикулярном потоку, бесконечно велика;

г) теплопроводность насадки в направлении, параллельном потоку, равна нулю, а в направлении, перпендикулярном потоку, конечна.

Случаи «в» и «г» в наибольшей степени соответствуют реальному регенератору, но, к сожалению, их анализ весьма сложен. Шульц (Schultz, 1951 г.), Типлер, (1947 г.) и Ханеманн (Hahnenmann, 1948 г.) рассмотрели влияние продольной теплопроводности по стенкам каналов регенератора и показали, что в различных случаях это влияние дает незначительный эффект. Саундерс (Saunders) и Смоленик (Smolencic, 1948 г.) установили, что для многослойных насадок типа сеток или для огнеупорных насадок влияние теплопроводности почти не играет роли.

2. Удельные теплоемкости рабочих тел и насадки не зависят от температуры.

3. Рабочие тела движутся во взаимно противоположных направлениях; при этом считается, что в *поперечном сечении их температуры на входе постоянны и не зависят от времени*.

4. Коэффициенты теплоотдачи и скорости рабочих тел постоянны, не зависящие от времени и координат, хотя и могут быть различными для каждого рабочего тела.

5. Массовый расход каждого рабочего тела в течение периода дутья постоянный (хотя они и могут отличаться между собой), а периоды дутья могут быть различными.

По-видимому, имеется небольшое число теоретических работ, в которых рассматривается регенеративный процесс при условиях, отличных от предположений 2—4, и большинство имеющихся данных относится к режимам с постоянными временами дутья и равными потоками массы. И тем не менее Джонсон (1952 г.), Саундерс и Смоленик исследовали этот последний случай. Кроме того, Саундерсом и Смолеником для частного случая было также рассмотрено и влияние переменной удельной теплоемкости рабочего тела и насадки. Они пришли к выводу, что предположения, сделанные в 2, приводят к ошибке менее чем в 1%.

Другой интересный (но нереальный) случай, рассматривавшийся Нуссельтом в 1927 г., относился к регенератору с бесконечно малым

периодом реверса, т. е. с бесконечно большой частотой изменений направлений рабочих тел. Теория этого случая достаточно проста и соответствует «рекуператору» или обычному противоточному теплообменнику с непрерывным движением двух рабочих тел, разделенных металлическими стенками.

7.6. ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Результаты расчетов регенераторов, удовлетворяющих вышеизложенным условиям, могут быть представлены различными зависимостями. Представляет интерес ряд кривых, полученных Хаузен

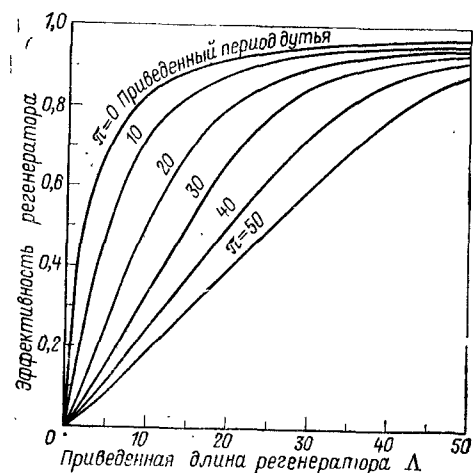


Рис. 7-7. К. п. д. регенератора в зависимости от приведенной длины Λ и приведенного периода Π (по Хаузену).

ницу поверхности; A — поверхность насадки на единицу длины; V — объемная скорость потока рабочего тела; C_p — удельная теплоемкость рабочего тела при постоянном давлении; L — длина насадки.

Приведенный период определяется как

$$\Pi = \frac{hAZ}{MC},$$

где h и A определены выше; M — масса насадки; C — удельная теплоемкость насадки; Z — время дутья.

Обычно Λ и Π связаны отношением

$$\frac{\Pi}{\Lambda} = U = \frac{VC_p Z}{MC L},$$

называемым фактором использования и представляющим собой отношение количества теплоты, воспринятой рабочим телом при дутье, к количеству теплоты, накопленной насадкой.

ном, приведенных на рис. 7-7. Их можно дополнить аналогичными кривыми, рассчитанными Джонсоном, Саундерсом и Смолеником. Эти кривые показывают, что эффективность регенератора зависит от двух безразмерных параметров, называемых (по Хаузену) приведенной длиной Λ и приведенным периодом Π . Приведенная длина (в направлении потока) определяется как

$$\Lambda = \frac{hAL}{VC_p},$$

где h — коэффициент теплоотдачи между рабочим телом и насадкой на единицу

На практике регенераторы могут иметь различные приведенные периоды и приведенные длины для горячего и холодного дутья, так что должны рассматриваться четыре значения этих параметров. В этих случаях Саундерс и Смоленик рекомендуют использовать средние значения величин, полагая (на основании расчетов, выполненных Джонсоном), что ошибка будет мала. Это весьма вероятно, так как даже в том случае, когда в действительности времена дутья не равны, приведенные периоды близки друг к другу, поскольку уменьшение реального времени дутья Z обычно связано с увеличением объемной скорости потока рабочего тела V .

Ценность использования двух приведенных безразмерных параметров и кривых эффективности регенератора ограничена точностью определения исходных данных теплообменника. Они обычно измеряются экспериментально с использованием «однодутьевой» временной аппаратуры, описанной впервые Фернасом (Furnas, 1932 г.), а позднее Саундерсом и Фордом (Ford, 1940 г.), Джонсоном (1952 г.) Саундерсом и Смолеником (1948 г.), Коппаджем, (1952 г.), Рэпли (Rapley, 1960 г.), Васишта (Vasishtha, 1969 г.) и Ваном (Wan, 1971 г.). По этой методике насадка помещается в поток горячего газа, подводимого при постоянной входной температуре, и измеряется изменение температуры на выходе в зависимости от времени. Теория однодутьевого режима была впервые предложена Шуманом в 1932 г. и может быть использована для получения на основе измеренных данных коэффициента теплоотдачи для конкретной испытываемой насадки. При этом требуются весьма тщательные измерения и возникают определенные сомнения, могут ли эти данные относиться к регенераторам, работающим в циклическом режиме. Вышеприведенная методика позволяет получать приемлемые значения данных по теплоотдаче; однако из-за несколько отличающихся реальных условий работы регенератора их сравнение представляется затруднительным.

7.7. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ К РЕГЕНЕРАЦИИ В МАШИНАХ СТИРЛИНГА

Вышеизложенная теория работы регенератора была вначале развита для ожижительных и газоразделительных установок, а также для воздухоподогревателей котлоагрегатов. Эти установки громоздки, в них обычно используются два регенератора: один для нагрева, другой для охлаждения потока газа. Периоды нагрева и охлаждения (времена дутья) весьма велики: от десяти минут до нескольких часов.

Позднее эта теория была переработана и распространена на регенеративные теплообменники газовых турбин. В этом случае периоды нагрева и охлаждения значительно меньше. Так, Коппадж и Лондон (1953 г.) упоминают, что «время реверса, составляющее $\frac{1}{4}$ с (два полных цикла в секунду), почти соответствует максимально допустимой частоте, не связанной с чрезмерными потерями на выходе», и далее: «допущение о неперемешивающихся потоках прием-

лемо в том случае, когда длина пути, проходимого потоком, невелика и для такой небольшой длины теория, по-видимому, хорошо описывает процесс для большинства приемлемых типов поверхностей насадок». Большинство регенераторов в газотурбинных двигателях имеет относительно большую лобовую поверхность и небольшую длину потока, так что хотя время дутья и невелико, время пребывания частицы в насадке также очень мало.

По-видимому, вышеизложенная теория применима в разумных пределах к регенераторам, используемым в газотурбинных двигателях и подогревателях воздуха, но непригодна для регенераторов двигателей Стирлинга. Теория основывается на таких предположениях, которые неприменимы к работе двигателя Стирлинга. Вероятно, главная причина состоит в том, что согласно этой теории время прохождения частицы насадки регенератора мало по сравнению с полным временем дутья. В двигателях Стирлинга времена дутья чрезвычайно малы. Например, при относительно небольшой частоте вращения 1200 об/мин, или 20 циклов в секунду, время дутья в 10 раз меньше, чем минимально допустимое время в газовой турбине. Ранее отмечалось (рис. 7-1), что времена дутья столь малы, что ни одна частица не проходит через насадку. Из рис. 7-2 следовало, что реальное общее время прохождения потока через насадку составляет примерно половину времени полного цикла; оставшееся же время тратится либо на заполнение, либо на опустошение мертвого объема. Процесс теплоотдачи в этом случае представляется весьма сложным, поскольку он связан с повторяющейся от цикла к циклу контактной связью между насадкой и рабочим телом подобно передаче ведра из рук в руки при тушении пожара. Другие существенные допущения теории состоят в том, что параметры на входе: температура, массовый расход и скорость движения рабочего тела считаются постоянными во времени. Очевидно, что для *любого* регенератора системы с циклом Стирлинга эти допущения невыполнимы. Из рис. 7-1 видно постоянное изменение условий на входе, а на рис. 7-2 приведено предельное изменение массового расхода потока. Максимум расхода потока через насадку составляет примерно лишь половину максимального расхода потока, поступающего в полость расширения и выходящего из нее.

Попытки исследовать регенераторы в двигателях Стирлинга с помощью рекомендуемых методов потребовали введения усредненных условий потока. Чтобы определить эти усредненные значения, требуется настолько грубое приближение, что окончательные результаты представляются весьма сомнительными. На этом этапе исследования не представляется возможным дать рекомендации по применению какой-либо теории для описания работы регенератора.

Хотя в настоящее время положение является неудовлетворительным, есть основания надеяться на его улучшение. Квейл и Смит с сотрудниками в 1968—1969 гг. в Массачусетском технологическом институте получили многообещающие результаты. Они рассматривали приближенное решение для тепло-

вых характеристик регенератора с циклом Стирлинга, содержащее неизвестные параметры давления (и массового расхода), которые, возможно, изменяются по синусоидальному закону с разностью фаз при максимальных значениях. Было получено полное решение для разности энтальпий потока с помощью описания температурного поля регенератора посредством квадратного полинома. Эта теория остается в значительной степени идеализированной, поскольку в ней делается предположение о постоянстве во времени температуры газа и насадки в данной точке, а также об отсутствии пристеночных эффектов (трения о стенку). И тем не менее в настоящее время, по-видимому, не существует теории, которая была бы достаточно хорошо развита для непосредственного описания работы регенератора. Кёллер с сотрудниками лаборатории фирмы «Филипс» в Эйндховене проделал большую, чем кто-либо, работу по исследованию регенераторов в машинах Стирлинга, но, к сожалению, опубликована только небольшая ее часть. Несмотря на то что доктор Кёллер прочитал курс лекций по регенераторам в Высшей технической школе в Делфте в 1969 г., они нигде не были опубликованы.

При другом подходе к проблеме делаются попытки представить регенератор в виде ряда элементов, а время дутья разделить на ряд периодов. По этому методу циклические изменения входных условий потока заменяются предполагаемыми постоянными условиями в пределах одного периода с последующим переходом к новым постоянным условиям для следующего периода. Для получения входных условий для n -го элемента насадки условия на выходе из $(n - 1)$ -го элемента усредняются. Этот метод позволяет увеличивать число элементов насадки до такой степени, что их дальнейшее подразделение не будет оказывать заметного влияния на расчет. Затем все эти элементы представляются как целое семейство небольших регенераторов Хаузена, для которых имеется достаточно хорошо разработанная теория. Для проведения обычных расчетов этот метод непригоден, поскольку для него требуется наличие высокоскоростной ЭВМ. Это означает, что для быстрого определения оптимальных параметров регенератора должен быть построен целый ряд объединенных графиков.

7-8. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ

Опубликованных сообщений о влиянии несовершенной регенерации на характеристики машин, работающих по циклу Стирлинга, или об экспериментальных исследованиях регенераторов, проведенных при условиях, близких к их работе в реальных машинах, по-видимому, очень мало.

В 1951 г. Дэвис (Davies) и Сингхем (Singham) провели серию экспериментов с небольшим тепловым регенератором, состоящим из латунных и медных проволочных сеток, который был помещен в знакопеременный пульсирующий с частотой 5 Гц поток с постоянным объемом воздуха (при атмосферном давлении). Воздух нагрел-

вался с одной стороны регенератора и охлаждался с другой. Для обеих сторон насадки производилась непрерывная запись температуры воздуха. На основании этих экспериментов были сделаны следующие выводы:

1) для данной сетчатой насадки к. п. д. регенератора увеличивается с массой насадки; однако это увеличение связано с постепенным уменьшением расхода;

2) для заданной массы насадки к. п. д. регенератора возрастает с уменьшением диаметра проволоки (в сетчатой насадке).

Исследования, проведенные с медными и латунными сетками равной массы, дали примерно одинаковые значения к. п. д. регенератора. Таким образом, хотя теплопроводность меди втрое больше, чем латуни, это, по-видимому, не оказывает заметного влияния. На основании этого пришли к выводу, что при использовании указанных тонких проволок падение теплопроводности весьма незначительно. В этих экспериментах к. п. д. регенератора определялся по исследованию непрерывных записей температуры рабочего тела, производимых на каждом из концов насадки регенератора.

Эксперименты Уокера в 1961 г. на криогенной газовой машине фирмы «Филипс» при работе с рядом различных регенераторов подтвердили второй вывод, полученный Дэвисом и Сингхемом, а именно, что уменьшение диаметра проволоки приводит к увеличению к. п. д. регенератора. В качестве определяющей характеристики машины, работающей при постоянной частоте вращения и среднем давлении рабочего тела, была взята холодопроизводительность по жидкому воздуху. Уменьшение диаметра проволоки при почти постоянной массе и пористости насадки приводило к увеличению поверхности теплообмена.

Работа, проведенная Мурреем (Murray), Мартином (Martin), Бейли (Bauley) и Репли в 1961 г., в некоторой степени проливает свет на характеристики регенераторов при синусоидальном законе изменения параметров потока. Было показано, что частота слабо влияет на процесс теплоотдачи, в то время как форма волны имеет существенное значение. В пульсирующем потоке к. п. д. исследуемой сеточной насадки был заметно ниже, чем при установившихся условиях потока. Было отмечено, что при неустановившемся потоке применение пламеуловителя приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи.

7.9. ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУКЦИИ РЕГЕНЕРАТОРА

При отсутствии достаточно хорошей теории ниже дается лишь несколько полезных советов по конструированию регенераторов. Их ни в коей мере нельзя принимать за основные правила.

Конструктор регенератора должен попытаться решить проблему нескольких противоречащих друг другу требований. Так, например, необходимо уменьшать отклонения температуры насадки от ее номинального значения; этим улучшается общий к. п. д. регенера-

тора; отношение теплоемкости насадки к теплоемкости газа $\frac{M_n C_{pн}}{M_r C_{pr}}$ должно быть максимальным; это может быть достигнуто при применении *большой плотной насадки*.

С другой стороны, должны быть ограничены потери, связанные с трением. В гл. 3 и на рис. 7-1 было показано, что влияние падения давления в поперечном сечении насадки должно приводить к уменьшению диапазона отклонений давления от среднего значения в полости расширения, что ухудшает p, V -диаграмму полости расширения. Это уменьшает полезную работу и эффективность двигателя, а в криогенной газовой машине приводит к снижению отводимой теплоты и уменьшению коэффициента холодопроизводительности. При использовании *небольшой весьма пористой насадки* потери на трение минимальны.

Третий и наиболее важный аспект касается мертвого объема. Его размер влияет на отношение максимального объема рабочей полости к минимальному, а это в свою очередь непосредственно оказывает влияние на отношение экстремальных значений давления. Для получения максимальной удельной мощности оба эти отношения должны быть как можно большими, для чего мертвый объем должен быть, по-возможности, минимальным. Достигается это путем использования *небольшой плотной насадки*.

Для улучшения процессов теплообмена и установления минимальной разности температур между насадкой и рабочим телом необходимо обеспечить максимальную поверхность теплообмена между насадкой и рабочим телом. Следовательно, насадка должна быть *многослойной*, при этом желательно, чтобы ее теплопроводность была максимальной в направлении, перпендикулярном потоку, и минимальной в направлении потока.

Наконец, важно иметь в виду, что регенератор действует как весьма эффективный фильтр рабочего тела, так что любые частицы масла задерживаются в узких проходах. В криогенной газовой машине любые примеси в рабочем теле, которые конденсируются в низкотемпературной зоне полости расширения, будут оседать в регенераторе. Этот осадок накапливается и приводит к увеличению потерь на трение, что уменьшает диапазон изменения давления от его значения в полости расширения; в результате работа криогенной газовой машины постепенно ухудшается. В двигателе любое накопление частиц масла в регенераторе тормозит поток рабочего тела и увеличивает потери давления. Вследствие этого температура в полости расширения увеличивается и ее возрастание может быть прогрессирующим, поскольку для возмещения потерь мощности увеличивается расход подводимого топлива. Увеличение температуры приводит к коксованию масла, вследствие чего закупоривается проход для потока рабочего тела; это возрастание температуры продолжается до тех пор, пока не произойдет катастрофический перегрев двигателя. С этой точки зрения для прохождения потока рабочего тела регенератор должен иметь минимальное сопротивление.

Таким образом, могут быть рекомендованы следующие характеристики насадки регенератора:

для максимальной теплоемкости — большая, весьма плотная насадка;

для минимальных потерь в потоке — небольшая высокопористая насадка;

для минимального мертвого объема — небольшая плотная насадка;

для максимального теплообмена — большая многослойная насадка;

для минимального загрязнения — насадка без перегородок.

Очевидно, что выполнить все эти противоречащие друг другу требования невозможно. При современном уровне понимания цикла не представляется возможным отдать предпочтение какому-либо аспекту.

7-10. ДВИГАТЕЛИ

В большинстве конструкций двигателей значительное внимание уделяется регенератору и сравнительно небольшое — проблеме нагревателя и холодильника. По этой причине процессы теплопередачи при подводе и отводе теплоты осуществляются плохо и, в конечном итоге, достигнуть удовлетворительной работы двигателя не удастся. Это стимулирует дальнейший интерес к регенератору: делаются многочисленные экспериментальные попытки проверить различные конструкции регенератора. Часто вызывает удивление тот факт, что порой эти попытки не оказывают никакого эффекта на работу двигателя; особенно удивителен тот случай, когда эксперименты проводятся с целью уменьшения размеров регенератора, и размеры уменьшаются до такой степени, что двигатель, в сущности работает без него. Из опыта известно, что в небольших двигателях с низким давлением рабочего тела снятие регенератора почти всегда приводит к улучшению их характеристик, потому что выигрыши, связанные с уменьшением мертвого объема и в меньшей степени с уменьшением потерь, обусловленных теплопроводностью корпуса регенератора, и потерь на трение, перекрывают потери, связанные с теплоемкостью и поверхностью теплообмена насадки регенератора.

Для очень небольших низкочастотных машин (например, для двигателей с диаметром цилиндра 5 см, давлением менее 5—6 кгс/см² и с частотой вращения менее 1000 об/мин) конструкция с внешним регенератором (по крайней мере, для первого варианта) нецелесообразна; лучшим решением в этом случае будет, по-видимому, внутренний кольцевой регенератор, расположенный вокруг вытеснителя.

Один из вариантов вытеснительной системы с регенеративным кольцевым каналом, успешно использованный профессором Билом (Beale), а также автором, показан на рис. 7-8. Вытеснитель, выполненный из тонкостенной трубки из нержавеющей стали с низкой

теплопроводностью, закрыт с горячего торца перевернутой цилиндрической крышкой, изготовленной из сплошного бруска так, чтобы она могла плотно прилегать к трубе. После сборки место соединения может быть заварено, а шов зачищен и отшлифован. С внутренней стороны вытеснителя, как это видно из рисунка, может быть предусмотрен ряд теплозащитных экранов, либо вырезанных из жесткого материала, либо стандартных. Нижний конец вытеснителя также закрыт плотно прилегающей пластинкой. Поскольку эта часть вытеснителя работает в холодной зоне, пластинка может быть изготовлена из легкого сплава или из нержавеющей стали. Для обеспечения необходимого уплотнения пластинки с нижним концом вытеснителя их соединяют с помощью эпоксидного клея. Хорошие результаты получены для вытеснителя с длиной около трех его диаметров. Вытеснитель работает в цилиндре, также изготовленном из низкотеплопроводной нержавеющей стали и имеющем небольшое поперечное сечение, за исключением периферийных колец жесткости, снимаемых в процессе обработки. Верхняя часть цилиндра закрыта другой перевернутой цилиндрической крышкой, приваренной извне. Нижний конец цилиндра соединен с помощью фланца с охлаждаемой полостью сжатия цилиндра. Цилиндр может быть короче вытеснителя, так что нижняя, охлаждаемая часть вытеснителя работает внутри полости сжатия цилиндра. Это дает возможность установить на нижнем конце вытеснителя направляющее кольцо, изготовленное на основе материала PTFE, работающего в условиях охлаждения.

По кольцевому каналу, образуемому между вытеснителем и цилиндром и связывающему полости расширения и сжатия, проходит рабочее тело. Этот канал выполняет роль регенератора, поскольку верхний его конец всегда находится в нагреваемой, а нижний — в охлаждаемой частях цилиндра. Устройство достаточно

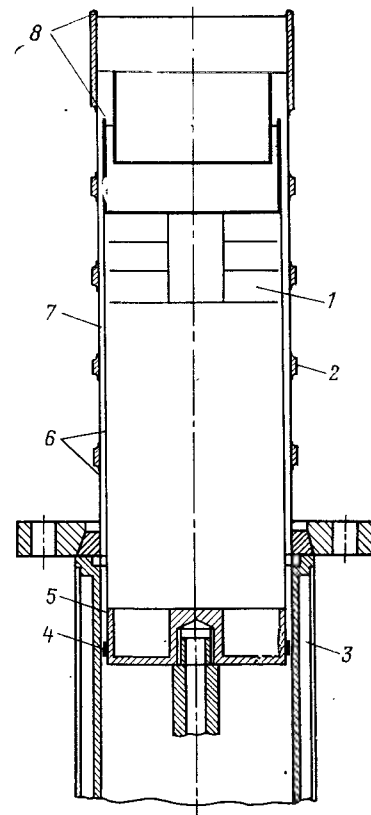


Рис. 7-8. Элементы кольцеобразного регенератора.

1 — теплозащитный экран; 2 — кольца жесткости; 3 — рубашка охлаждения; 4 — направляющее кольцо из материала RULON; 5 — соединение на эпоксидной смоле; 6 — тонкие секции стенки для уменьшения потерь вследствие теплопроводности; 7 — регенеративный кольцевой зазор размером 0,38—0,76 мм; 8 — сварные швы.

простое, но весьма эффективное в том случае, если вытеснитель и стенки цилиндра выполнены из очень тонкого материала, позволяющего свести к минимуму потери на теплопроводность. Зазор между цилиндром и вытеснителем с точки зрения теплообмена имеет очень важное значение и должен находиться в пределах 0,38—0,76 мм. Для обеспечения выравнивания процессов теплообмена и течения рабочего тела очень важно также выдерживать постоянный зазор в кольцевом канале по всей длине. Проблема теплообмена в кольцевом канале с осевым температурным градиентом и с движущимся возвратно-поступательно одним из элементов этого канала, по-видимому, не изучалась и может быть рекомендована для исследовательской работы в университете.

Пределы применимости регенеративного кольцевого канала не определены, но, вероятно, система будет все менее и менее эффективной по мере того, как будут увеличиваться диаметр цилиндра, давление и частота вращения двигателя. Первоначально противоречия скажутся, вероятно, на работе нагревателя; в этом случае положение может быть улучшено увеличением площади поверхности теплообмена за счет внутреннего оребрения, однако без значительного увеличения мертвого объема этого достигнуть трудно. В конечном счете возникает необходимость прибегнуть к весьма сложным нагревателям, вероятно трубчатого типа; следовательно, можно сделать вывод, что насадки регенераторов оправдывают затраченные средства. В этом случае прогрессивным направлением в развитии двигателей будет, вероятно, сходное с тем, по которому идет фирма «Филипс».

7-11. КРИОГЕННЫЕ ГАЗОВЫЕ МАШИНЫ

Для криогенных газовых машин регенератор еще более важен, чем для двигателей. По счастливому стечению обстоятельств проблема материалов здесь не так сложна, как для двигателей.

Для своих криогенных газовых машин фирма «Филипс» использует кольцеобразный регенератор, устанавливаемый вокруг вытеснителя; он состоит из гильзы, изготовленной из прессованной бумаги с низкой теплопроводностью, в которую произвольно укладывается короткая медная проволока диаметром 0,0254 мм. Автором было найдено, что ячейки, сплетенные из медной проволоки и проволоки из фосфористой бронзы, являются эффективной насадкой для регенераторов. Насадка может быть изготовлена из различной толщины проволоки и с разной плотностью ячеек. Поскольку с увеличением плотности ячеек диаметр проволоки уменьшается, затраты на изготовление единицы поверхности насадки значительно возрастают; создается положение, когда не ясно, какой материал может быть использован для производства машин. Кольцевой регенератор весьма дорог, поскольку его центральная часть, выштампованная из пакета весьма мелких сеток, пропадает. Проволочные сетки могут легко «спекаться», образуя прочный полужесткий блок. Один из

способов изготовления состоит в том, чтобы сначала придать пакету проволочных сеток такую форму, чтобы он мог выдерживать нагрузку под действием веса. Затем сетки промывают в ванне с азотной (или соляной) кислотой, после чего сжатый пакет сеток короткое время нагревают в печи при пониженном давлении. В процессе дальнейшей очистки было обнаружено, что в результате спекания пакет сеток становится твердым монолитом, легко поддающимся обработке. Важно расположить сетки так, чтобы проволочки в них были перпендикулярны оси потока, иначе осевая теплопроводность может стать слишком большой. Спекание с небольшой нагрузкой не приводит к существенному увеличению осевой теплопроводности сеток, поскольку из-за значительного уменьшения пористости улучшается набивка насадки.

Невозможно дать точные рекомендации по конструированию регенератора, хотя заслуживают внимания следующие моменты. Используемая проволока должна быть тонкой (0,0254—0,0508 мм), плотно уложенной и спрессованной так, чтобы промежутки были минимальны. Трудно добиться хорошего значения мертвого объема, но по крайней мере, половину его должен занимать свободный объем регенератора. Как правило, в конструкции регенератора должны соблюдаться такие соотношения, чтобы общая площадь поперечного сечения канала равнялась площади поперечного сечения обычного цилиндра с диаметром, равным его длине.

7-12. НЕКОТОРЫЕ ДАННЫЕ ПО ТЕПЛООБМЕНУ И ГИДРАВЛИЧЕСКОМУ СОПРОТИВЛЕНИЮ ПРОВОЛОЧНЫХ СЕТОК С ПЛОТНЫМИ ЯЧЕЙКАМИ

Ряд данных по теплообмену и гидравлическому сопротивлению для пористой среды был приведен Коппаджем и Лондоном в 1956 г. и дополнен в последующие годы. Однако опубликовано весьма мало данных о потоке в плотных проволочных сетках с размерами, представляющими интерес для регенераторов криогенных машин, работающих по циклу Стирлинга. Представленные здесь данные были получены при измерениях, проведенных в университете Калгари Васишта (1969 г.) и Ваном (1971 г.); однако других результатов, с которыми можно было бы сравнить эти данные, нет. С целью тарировки измерительной аппаратуры Васишта получил некоторые данные по ячейкам из нержавеющей стали, размеры которых были сопоставимы с ячейками, исследовавшимися Коппаджем, и его результаты хорошо совпадали с данными Коппаджа.

Измеренные данные для двух размеров сеток приведены соответственно на рис. 7-9 и рис. 7-10. Сетки были изготовлены из фосфористой бронзы, имеющей следующий состав: олово 3,5—3,8%; фосфор 0,3—0,35%; железо 0,1%; свинец 0,05%; цинк 0,3%; остальное — медь. Характеристики материала: плотность 8860 кг/м³; коэффициент теплопроводности 0,0815 кВт/(м · °C); удельная теплоемкость 0,435 кДж/(кг · °C).

Данные по теплообмену представлены в виде зависимостей чисел Нуссельта N_{Nu} от чисел Рейнольдса N_{Re} , определяемых следующим образом:

$$N_{Nu} = \left(\frac{4r_h}{k} \right) \left(\frac{h}{f} \right);$$

$$N_{Re} = \frac{\rho_f V d}{\mu_f} = \left(\frac{4r_h}{\mu_f p} \right) \left(\frac{W_f}{A_f} \right),$$

где r_h — расчетный гидравлический радиус сетки; h — коэффициент теплоотдачи; k — коэффициент теплопроводности; ρ_f — плотность рабочего тела; V — объемная скорость потока рабочего тела в на-

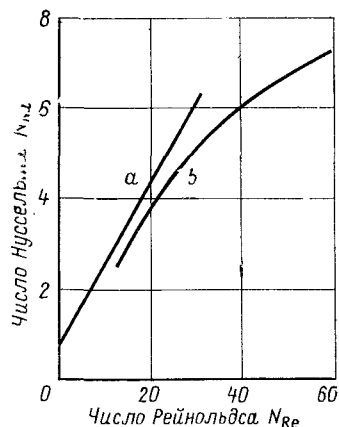


Рис. 7-9. Характеристики теплообмена в плотных проволоочных сетках (по Уокеру, 1972 г.).

a — сетка с числом переплетений 400×400 на длине 25,4 мм, диаметр проволоочки 0,0254 мм; *b* — сетка с числом переплетений 200×200 на длине 25,4 мм, диаметр проволоочки 0,0534 мм.

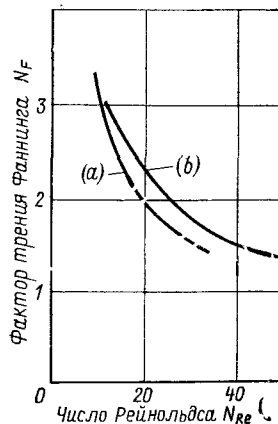


Рис. 7-10. Характеристики гидравлического сопротивления в плотных проволоочных сетках.

a — сетка с числом переплетений 400×400 на длине 25,4 мм, диаметр проволоочки 0,0254 мм; *b* — сетка с числом переплетений 200×200 на длине 25,4 мм, диаметр проволоочки 0,0534 мм.

садке; W_f — массовая скорость потока рабочего тела в насадке; A_f — лобовая поверхность; p — расчетная пористость; μ_f — динамический коэффициент вязкости рабочего тела. При этом

$$p = \frac{\text{объем насадки} - \text{объем металла}}{\text{объем насадки}};$$

$$r_h = \frac{\text{общий объем свободных полостей}}{\text{общая площадь поверхности}} = \frac{\text{объем насадки} \times \text{пористость}}{\text{общая площадь поверхности}}.$$

Гидравлическое сопротивление характеризуется фактором трения Фаннинга N_F в зависимости от числа Рейнольдса, определяемым как

$$N_F = \frac{2\rho_f \Delta P r_h p^3}{n L G_A^2},$$

где ΔP — перепад давления; n — число слоев сетки; L — длина насадки; G_A — массовая скорость потока на единицу площади.

Остальные обозначения определены выше.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

ПРОГРАММА ФИРМЫ «ФИЛИПС»

Подробное описание работ фирмы «Филипс» приведено в различных публикациях (см. библиографию). Их краткое изложение приводится ниже.

8-1. РАННИЙ ЭТАП РАЗВИТИЯ

Работа над двигателями Стирлинга началась в 1938 г. в исследовательских лабораториях фирмы «Филипс» в Эйндховене (Голландия), и с того времени она продолжается непрерывно.

Первоначальной целью ставилась задача создания небольшого электрогенератора, использующего тепловую энергию, предназначенного для питания радиоприемников и другого подобного малогабаритного электрооборудования в отдаленных районах, в которых были доступны керосин и бензин. Был разработан далеко опередивший уровень разработок того времени двигатель мощностью 0,735 кВт (1 л. с.). Этот двигатель (рис. 8-1) был одноцилиндровый, вытеснительного типа. Аналогичный двигатель воздушного охлаждения использовался и в электрогенераторной установке мощностью 200 Вт (рис. 8-2). Несколько лет назад около 400 таких машин, изготовленных заранее, были переданы университетам и техническим колледжам для учебных целей. Эти установки с двигателями фирмы «Филипс» были единственными, которые неоднократно демонстрировались [Рини и дю Пре, 1946 г. (du Pre), де Брей и др., 1948 г. (de Brey), Ван-Винан, 1948 г. (Van Weenan)].

Позднее усовершенствование радиоламп, аккумуляторов и главным образом изобретение транзисторов сняли вопрос о необходимости небольших электрогенераторов. Однако к тому времени была

¹ Используемый в отечественной технической литературе коэффициент сопротивления трения ξ при расчете гидравлического сопротивления ($\Delta p = \xi \frac{l}{d} \frac{w^2 \rho}{2}$) связан с фактором трения Фаннинга соотношением $\xi = 4N_F$. (Прим. перев.)

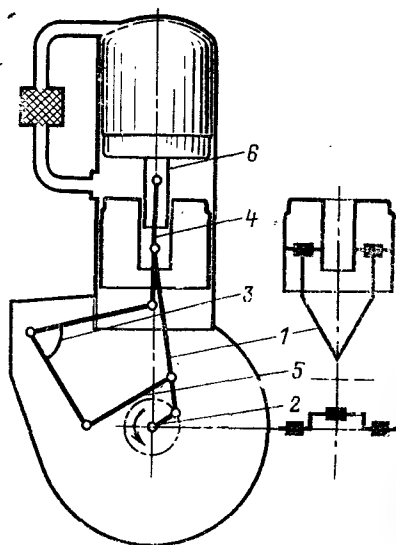


Рис. 8-1. Первый вариант теплового воздушного двигателя мощностью 0,735 кВт (1 л. с.) (приблизительно 1946 г.).

1 — вилообразный шатун рабочего поршня; 2 — коленчатый вал; 3 — балансиры, соединенные рычагами 4 и 5 со штоком вытеснителя 6 и с шатуном 1.

проделана достаточно большая работа, позволявшая продемонстрировать двигатель и для других областей его применения. Поэтому были начаты исследования по двигателям большой мощности и по криогенным газовым машинам, работающим по циклу Стирлинга.

8-2. ДВИГАТЕЛИ

Для двигателей большой мощности схема, приведенная на рис. 8-1, непригодна, поскольку требует применения картера под давлением, что приводит к тяжелой и громоздкой машине. По-видимому, двигатель, который изобрел Рини, устраняет эту трудность и не требует применения тяжелого картера.

Схема двигателя Рини приведена на рис. 8-3. По этой схеме все цилиндры взаимосвязаны: верхняя полость расширения одного цилиндра через канал с нагревателем, регенератором и холодильником соединена с нижней полостью сжатия смежного цилиндра. В двигателе Рини количество движущихся возвратно-поступательно узлов сведено к одному, и в сочетании с приводом от косой шайбы был создан очень компактный четырехцилиндровый двигатель. Выявившиеся впоследствии трудности (в основном в вопросах смазки, уплотнения и гидравлического сопротивления) заставили вновь вернуться к одноцилиндровым двигателям вытеснительного типа.

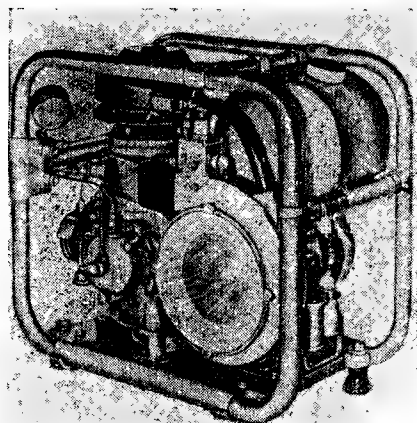


Рис. 8-2. Электрогенератор мощностью 200 Вт с двигателем Стирлинга воздушного охлаждения.

Это возвращение связано с изобретением нового приводного механизма, названного доктором Мейером в 1959 г. ромбическим приводом. С этого времени все исследования и конструкторские разработки были сконцентрированы именно на таких машинах, пока

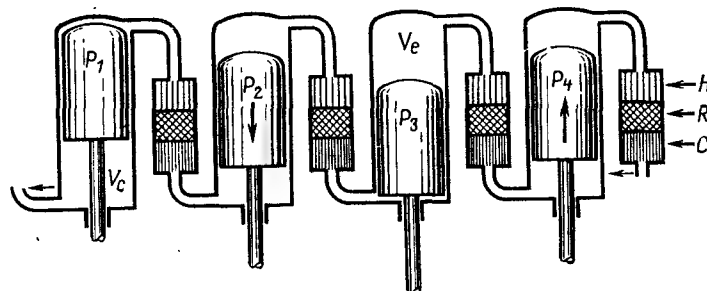


Рис. 8-3. Схема двигателя Рини двойного действия.

совсем недавно не были вновь возобновлены работы по двигателям Рини. Представляется, что изобретение ромбического привода для одноцилиндровых двигателей вытеснительного типа и схема Рини для многоцилиндровых двигателей являются двумя фундаментальными вкладами, внесенными фирмой «Филипс». Ромбический привод позволил возвратиться к двигателям вытеснительного типа без необходимости повышения давления в картере. Кроме того, он обеспечивает возможность полного уравнивания двигателя, чего нельзя добиться в одноцилиндровых машинах с кривошипно-шатунным механизмом. Другим преимуществом ромбического привода является то, что исключаются трение и износ уплотнительных колец, вызываемые боковым усилием от головок шатунов рабочего поршня и вытеснителя. Основной недостаток ромбического привода — его относительная сложность.

Основные элементы ромбического привода Мейера показаны на рис. 8-4. Он состоит из двоянных кривошипно-шатунных механизмов, идентичных по конструкции и смещенных на одинаковые расстояния от оси двигателя. Кривошипы вращаются в противоположных направлениях и соединены с помощью одинаковых зубчатых колес. Шатуны соединяются верхней и нижней траверсами (серьгами): шатуны рабочего поршня — верхней, а шатуны вытеснителя — соответственно нижней траверсой. При работе движения рабочего поршня и вытеснителя гармонические по закону, близкому к синусоидальному, но с соответствующим смещением по фазе, что позволяет осуществить необходимое изменение объемов сжатия и расширения.

Было затрачено много усилий на развитие и усовершенствование двигателя Мейера. Экспериментальной оценке подвергались самые разнообразные двигатели, начиная от одноцилиндрового мощностью 3,68 кВт (5 л. с.) до четырехцилиндрового мощностью

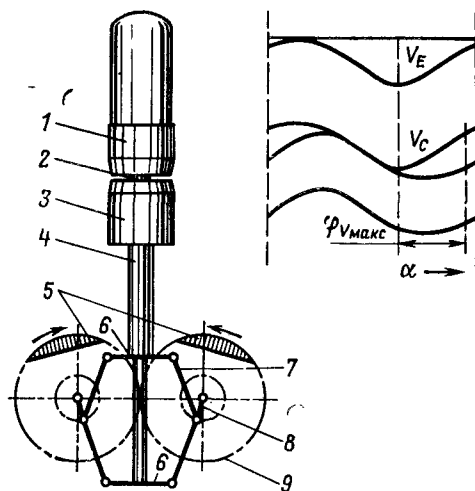


Рис. 8-4. Схема одноцилиндрового вытеснительного типа двигателя Мейера с ромбическим приводом.

1 — вытеснитель; 2 — шток вытеснителя; 3 — рабочий поршень; 4 — шток рабочего поршня (полый); 5 — противовесы; 6 — серьги (траверсы) равной длины; 7 — шатуны равной длины; 8 — кривошип; 9 — зубчатые колеса.

265 кВт (360 л. с.). Теоретически проанализированы двигатели большой мощности для морских судов и систем с ядерным реактором (Мейер, 1969—1970 гг.). Схема усовершенствованного двигателя Мейера показана на рис. 8-5. Двигатель имеет водяное охлаждение, а для нагревания используются природные топлива. Усовершенствованные двигатели этого типа работают при очень высоком давлении рабочего тела, в качестве которого используется не воздух, а водород или гелий. Использование указанных рабочих тел связано с тем, что теплофизические свойства водорода и гелия (удельная теплоемкость, удельная теплопроводность и вязкость) наиболее благоприятны для двигателей с высокой удельной мощностью.

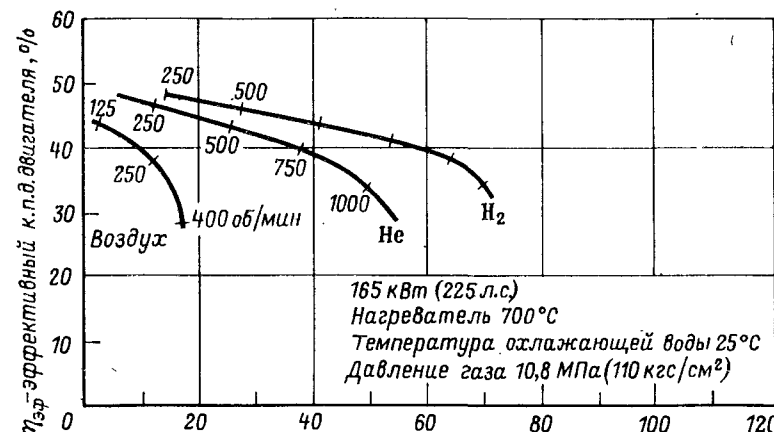
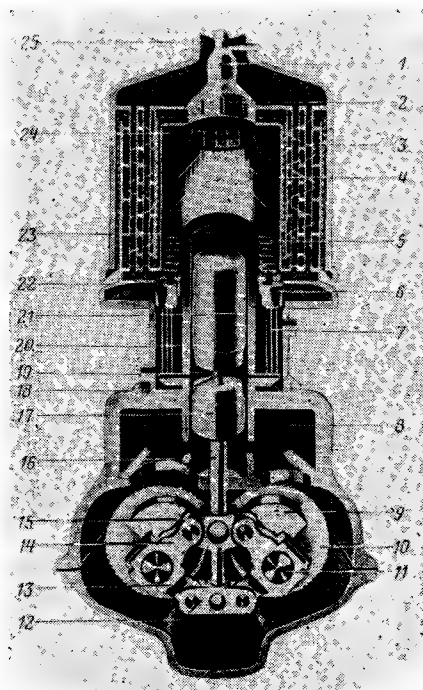


Рис. 8-6. Сравнительные характеристики двигателей Стирлинга фирмы «Филипс» с различными рабочими телами: воздухом, водородом и гелием. Зависимость максимального эффективного к. п. д. $\eta_{эф}$ одноцилиндрового двигателя Стирлинга с ромбическим приводом мощностью 165 кВт (225 л. с.) от удельной мощности (мощность на валу, л. с./л) для трех различных рабочих тел.

Рис. 8-5. Схема двигателя Мейера фирмы «Филипс».

1 — форсунка; 2 — камера сгорания; 3 — подогреватель воздуха; 4 — трубки нагревателя; 5 — ребра; 6 — регенератор; 7 — трубки холодильника; 8 — буферная полость; 9 — противовес; 10 — зубчатое колесо; 11 — кривошип; 12 — серьга вытеснителя; 13 — шатун вытеснителя; 14 — шатун рабочего поршня; 15 — серьга рабочего поршня; 16 — шток рабочего поршня; 17 — рабочий поршень; 18 — шток вытеснителя; 19 — полость сжатия; 20 — цилиндр; 21 — вытеснитель; 22 — вход воздуха; 23 — полость расширения; 24 — кольцевой бандаж нагревателя; 25 — выпускное отверстие для продуктов сгорания топлива.



Результаты сравнительного анализа, проведенные фирмой «Филипс» для определения оптимального эффективного к. п. д. в зависимости от удельной мощности двигателя для различных рабочих тел, даны на рис. 8-6. При низких значениях частот вращения и удельной мощности разница между приведенными зависимостями небольшая, но она становится заметной при больших частотах и высокой удельной мощности. Увеличение удельной мощности требует повышения частоты вращения, что ведет к снижению $\eta_{эф}$. Важно отметить, что исследования проведены для двигателей мощностью 225 л. с. в одном цилиндре. Преимущества водорода и гелия, хотя и являются значительными, не могут быть в такой же степени распространены на небольшие двигатели.

При использовании водорода или гелия проблемы уплотнений становятся очень трудными и занимают в исследовательских работах значительную часть времени. В двигателе Мейера фактически

имеются две различные проблемы уплотнений: во-первых, обеспечение уплотнения для штоков рабочего и вытеснительного поршней с целью предотвращения утечек рабочего тела в картер; во-вторых, уплотнение рабочего поршня от утечек газа из рабочей полости в буферное пространство; в несколько меньшей степени существует и проблема уплотнения вытеснителя. Решения этих проблем были найдены в использовании гидравлического уплотнения типа «выворачивающегося чулка» (рис. 8-7) для штоков поршней и в применении несмазывающихся уплотнительных колец на основе тефлона для рабочего поршня и вытеснителя.

Много усовершенствований было внесено и в конструкцию теплообменников, особенно нагревателя и подогревателя воздуха, от которых требуется высокая эффективность для уменьшения потерь

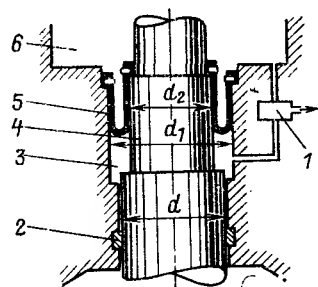


Рис. 8-7. Схема чулочного уплотнения.

1 — регулирующий клапан; 2 — маслуплотнительное кольцо; 3 — масло; 4 — шток; 5 — чулочное уплотнение; 6 — газ.

теплоты. Другие важные усовершенствования касались способа регулирования двигателя. Регулирование изменением подачи топлива приводит в конечном итоге к изменению температурного режима двигателя, но из-за высокой тепловой инерции это изменение относительно медленное. Почти мгновенное регулирование двигателя достигается в усовершенствованной системе изменением давления рабочего тела в цилиндре, включая и процесс торможения с помощью перепускного клапана сброса давления, перекрывающего рабочую и буферную полости.

Рост общественного внимания к проблемам загрязнения окружающего воздуха сфокусировало усилие инженеров фирмы «Филипс» на возможностях использования двигателей Стирлинга для автомобилей. Характеристики двигателя Стирлинга по токсичным компонентам в выхлопных газах весьма благоприятны в сравнении с характеристиками газовых турбин и дизелей; это иллюстри-

рует табл. 8-1, где количества компонентов (CO , C_xH_y и NO_x) в выхлопных газах, выбрасываемых в атмосферу, даны при полной нагрузке двигателей. Практическое отсутствие окиси углерода и различных несгоревших углеводородов в выхлопных газах двигателя Стирлинга объясняется тем фактом, что процесс горения осуществляется в камере с высоконагретыми стенками непрерывно, а воздух может подводиться в любом избыточном количестве; это исключает возможность наличия части несгоревшего топлива в выхлопных газах. Неясно, однако, почему, несмотря на относительно высокую температуру в камере сгорания¹, снижается образование закиси (N_2O) и окиси азота (NO); но даже эти низкие значения окислов азота могут быть уменьшены не менее чем на 60% путем относительно простой, но целесообразной рециркуляции около $1/3$ всего количества выхлопных газов в зону горения.

Таблица 8-1

Сравнительные данные по содержанию токсичных компонентов в выхлопных газах различных двигателей

Токсичные компоненты	Содержание токсичных компонентов, мг/(л. с. с.)		
	Двигатель Стирлинга	Газовая турбина	Дизель
CO	0,1—0,3	2,0—3,6	0,2—5,0
C_xH_y	0,003—0,006	0,036	0,6—12,0
NO_x	0,7—0,02	0,7—2,0	0,4—2,0

Применительно к городскому транспорту рядом авторов были отмечены и другие достоинства двигателей Стирлинга [Нилен (Neelen), Ортерген (Ortegren), Кульман (Kuhlman), Захариас (Zacharias), 1971 г.]:

1) двигатель работает без вибрации; уровень шума из-за отсутствия клапанов и периодических всплеск топлива, вызывающих резкое повышение давления, ниже по сравнению с шумами в дизелях того же класса на 20—40 дБ; двигатель может быть полностью уравновешен;

2) эффективный к. п. д. и удельная мощность сравнимы с аналогичными величинами в дизелях; особенно хорошие показатели по эффективному к. п. д. двигатель имеет при частичных нагрузках;

3) при торможении максимальный отрицательный крутящий момент может достигать 80% номинального крутящего момента двигателя при полной нагрузке;

¹ Температура в камере сгорания двигателей Стирлинга примерно 2000°C. (Прим. перев.)

Краткие технические характеристики двигателя Стирлинга
типа 4-235 фирмы Филипс

4) двигатель имеет широкий диапазон изменения частоты вращения и благоприятные характеристики крутящего момента, что позволяет использовать простую трансмиссию;

5) практически отсутствует расход масла; необходимость в его замене появляется крайне редко;

6) возможны хорошая приемистость и быстрый выход на режим;

7) двигатель обладает способностью работать на разнообразных жидких и газообразных топливах;

8) двигатель надежен и имеет длительный ресурс работы;

9) двигатель нечувствителен к загрязнению пылью или различными солями, содержащимися в атмосфере.

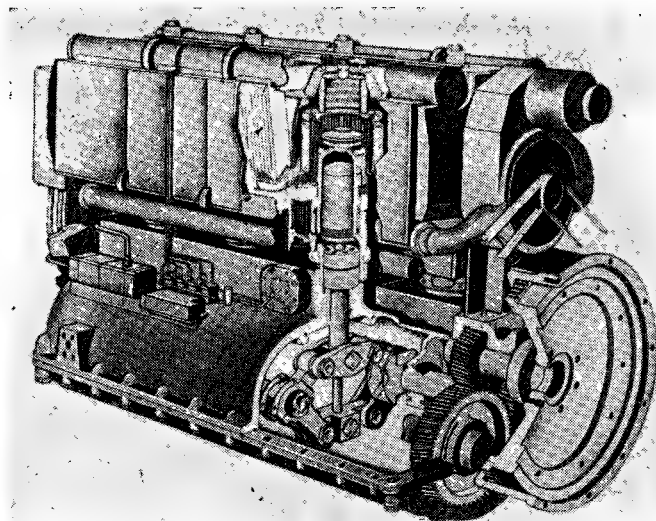


Рис. 8-8. Общий вид четырехцилиндрового однорядного двигателя Стирлинга модели 4-235.

Четырехцилиндровый двигатель мощностью 147 кВт (200 л. с.), предназначенный для автомобиля, показан на рис. 8-8; некоторые его основные технические данные приведены в табл. 8-2. В целях проверки его характеристик и демонстрации работы прототип двигателя был установлен на городском автобусе; фирма «Юнайтед Стирлинг» в Мальмё (Швеция) по лицензии фирмы «Филипс» сможет начать изготовление этого типа двигателя в 1974 г. с переходом на серийное производство в 1976 г. О цене двигателя не сообщается, но можно предположить, что она будет выше стоимости дизельного двигателя такой же мощности. В автобусе городского типа стоимость двигателя составляет приблизительно 10% всей его стоимости, и вполне вероятно, что те преимущества, о которых говорилось выше, будут настолько значимы, что позволят увеличить стои-

Число цилиндров	4	
Система сгорания	Внешняя	
Топлива	Дизельное	
Диаметр цилиндра и ход поршня	$D \times S = 77,5 \times 49,8$ мм	
Общий вытесняемый объем цилиндров	940 см ³	
Рабочее тело	Гелий	
Максимальная полезная мощность	162 кВт (220 л. с.) при 300 об/мин	} по окончательным данным
Среднее давление рабочего тела	21,582 МПа (220 кгс/см ²)	
Максимальная полезная мощность	73,55 кВт (100 л. с.) при 3000 об/мин	} по предварительным данным
Среднее давление рабочего тела	10,791 МПа (110 кгс/см ²)	
Номинальная температура нагревателя	973 К (700°C)	
Номинальная температура радиатора	333 К (60°C)	
Максимальный крутящий момент	343 Н·м (35 кгс·м) при 1000 об/мин	
Эффективный к. п. д.	30% при 1000 об/мин	
Система смазки	Сухая смазка с маслосборником и продувкой	
Система очистки масла	Перепускная с заменой	
Охлаждение	Водяное с центробежным насосом	
Сухая масса	760 кг	
Габариты (длина × высота)	1250 × 1100 мм	

мость автобуса на 10%, т. е. увеличить стоимость двигателя по сравнению со стоимостью дизеля в 2 раза.

Последующие поколения двигателей находятся на стадии усовершенствования. Это компактные, высокого давления двигатели Рини, в которых могут быть получены показатели по удельной мощности, сравнимые с показателями бензиновых двигателей, а эффективные к. п. д. — с к. п. д. дизелей. Схема двигателя такого типа показана на рис. 8-9. Эта машина с системой непрямого подвода теплоты, работающая по принципу «фитильного термосифона» или «тепловой трубы». Применение этой системы фирмой «Филипс» было вызвано необходимостью решения проблемы получения плотного теплового потока в нагревательных трубках для компактных, с высоким давлением рабочего тела двигателей.

Тепловая труба представляет собой некое устройство для передачи теплоты при условиях, близких к изотермическим, с плотностью теплового потока, превышающей в несколько тысяч раз плотность потока при передаче теплоты стержнем, изготовленным из чистой меди. Тепловая труба выполняется в виде замкнутой герметичной полости, внутренние стенки которой покрыты пори-

стым материалом; покрытие называется фитилем. В полости трубы содержится теплоноситель, испаряющийся в горячей зоне и конденсирующийся в холодной; образовавшийся пар из горячей зоны движется в холодную, из которой сконденсированная жидкость по фитилю вновь возвращается в горячую зону. Из-за скрытой теплоты парообразования и конденсации тепловой поток от горячей зоны к холодной очень большой. Тепловая труба позволяет *поглощать* теплоту из камеры сгорания или от другого теплового источника с низкой плотностью теплового потока, фактически не ограниченного, поскольку площадь теплообменной поверхности трубы можно предусмотреть достаточно большой; *в целом* может быть получен очень большой тепловой поток. Одновременно теплота от трубы может *подводиться* к двигателю с *очень высокой плотностью* теплового потока и практически при той же температуре, при которой подводится к трубе.

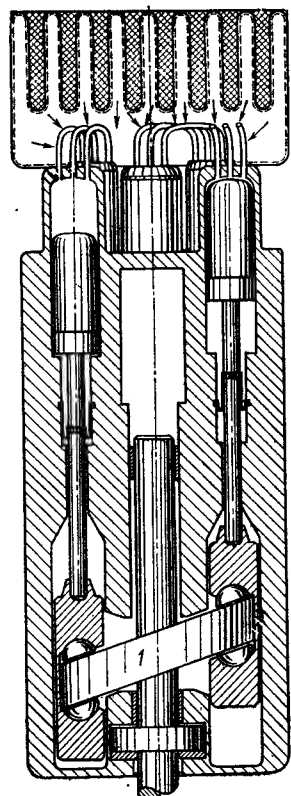


Рис. 8-9. Общая схема усовершенствованного двигателя Рини двойного действия с косой шайбой и непрямым нагревом.
1 — косая шайба.

Для температур, представляющих интерес для двигателей Стирлинга (700—800°C), подходящим теплоносителем для тепловой трубы является жидкометаллический Na.

Использование тепловой трубы снижает опасность местных перегревов, имеющих место в обычных трубках нагревателя с высоким давлением рабочего тела, и, следовательно, появляется возможность увеличить на 50—75°C максимальную температуру в цикле, что приведет к увеличению мощности двигателя и повышению его к. п. д.

К тому же площадь теплообменной поверхности тепловой трубы, соприкасающаяся с продуктами сгорания, может быть достаточно большой, что повысит эффективность камеры сгорания. Это

дает также возможность уменьшить температуру в камере сгорания и резко снизить содержание NO_x в выхлопных газах.

В двигателях Стирлинга подвод теплоты осуществляется косвенным способом, через стенки нагревателя, благодаря чему двигатель может работать практически от любого источника энергии. Одной из таких возможностей является применение теплового аккумулятора, который можно заряжать электроэнергией ночью, а днем использовать для работы двигателя Стирлинга. Фирма «Филипс»

исследовала такую возможность, используя в качестве теплоаккумулирующего материала фтористый литий. Она пришла к выводу, что тепловой аккумулятор пригоден для использования в транспортных системах, в городских автобусах, такси и автомобилях. Во многих отношениях это предпочтительней электроавтомобилей, использующих электроаккумуляторы (Мейер, 1970 г.).

Другая идея фирмы «Филипс» касалась изучения использования водорода как топлива для нагрева двигателя Стирлинга. Достоинства водорода как топлива в том, что продуктом его сгорания является только вода и вследствие этого проблема токсичности выхлопных газов отпадает. Главная трудность при использовании водорода для автомобилей заключается в его хранении. Новым достижением фирмы «Филипс» в последнее время явилось открытие некоторых гексагональных интерметаллических соединений, содержащих редкоземельные металлы с никелем или кобальтом и способных поглощать и выделять большие количества водорода при давлении в несколько атмосфер. Так, при давлении 245 кПа (2,5 кгс/см²) и комнатной температуре плотность водорода в LaNi_5 почти вдвое превышает плотность жидкого водорода. Если бы это открытие могло быть доведено до коммерческого воплощения, оно оказало бы существенное влияние на решение проблемы загрязнения окружающего воздуха транспортными системами. Тогда водород («чистое» топливо) помимо двигателей Стирлинга мог бы быть использован без каких-либо затруднений и в двигателях внутреннего сгорания (Мейер, 1970 г.).

8-3. КРИОГЕННЫЕ ГАЗОВЫЕ МАШИНЫ

- На ранней стадии работ по двигателям Стирлинга Рини и дю Пре заметили, что двигатель, если его вращать с помощью электродвигателя, может работать и в режиме холодильной машины. В 1945 г. на двигателе мощностью 0,735 кВт (1 л. с.), работавшем по циклу холодильной машины, была достигнута температура 83 К. Последующие исследования по криогенным машинам с циклом Стирлинга относятся к работам самостоятельной группы, возглавляемой доктором Кёллером (1955—1960 гг.). Дальнейшие 25 лет показали значительные достижения отделения криогенных машин фирмы «Филипс», занявшего ведущее положение в криогенном машиностроении. Считается, что к технике низких температур относятся температуры ниже 100 К, при которых происходит ожижение таких газов, как метан, кислород, азот, аргон, водород, гелий и др.

Кёллер отмечал, что он сконструировал свою первую модель по типу рядного воздушного двигателя и в 1950 г. добился достаточно низкой температуры, при которой можно было уже получить жидкий воздух. К 1954 г. криогенная газовая машина для ожижения воздуха уже работала (рис. 8-10) с производительностью 7 л/ч. Это была одноцилиндровая машина вытеснительного типа с приводом от электродвигателя. Головка цилиндра охлаждалась в про-

цессе расширения рабочего тела (водорода или гелия). Атмосферный воздух при прохождении через большой теплообменник соприкасался с холодной головкой машины и постепенно охлаждался до температуры ожижения. Содержащаяся в воздухе влага и углекислота осаждались на пластинах вымораживателя. Образовавшиеся лед и твердую углекислоту необходимо было удалять (при-

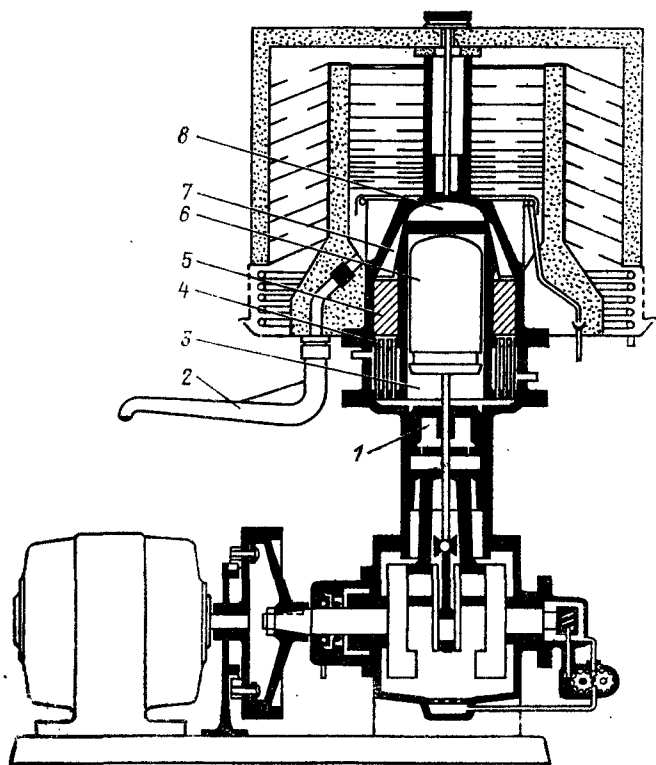


Рис. 8-10. Схема газовой криогенной машины, работающей по обратному циклу Стирлинга.

1 — рабочий поршень; 2 — рукав для слива жидкого воздуха; 3 — полость сжатия; 4 — холодильник; 5 — регенератор; 6 — вытеснитель; 7 — конденсатор; 8 — полость расширения.

близительно через каждые 100 ч) в процессе «размораживания» машины, который занимал около 2 ч. Впоследствии в установку для ожижения воздуха была введена воздухоразделительная колонна. В этом случае на установке можно получать азот высокой чистоты с производительностью 5—6 л/ч. Наряду с воздухоразделительными колоннами были разработаны также и четырехцилиндровые варианты машин для ожижения газов с производительностью около 4000 л жидкого азота в неделю. Эти машины в периоды между «разморозками» могут работать автономно до двух недель.

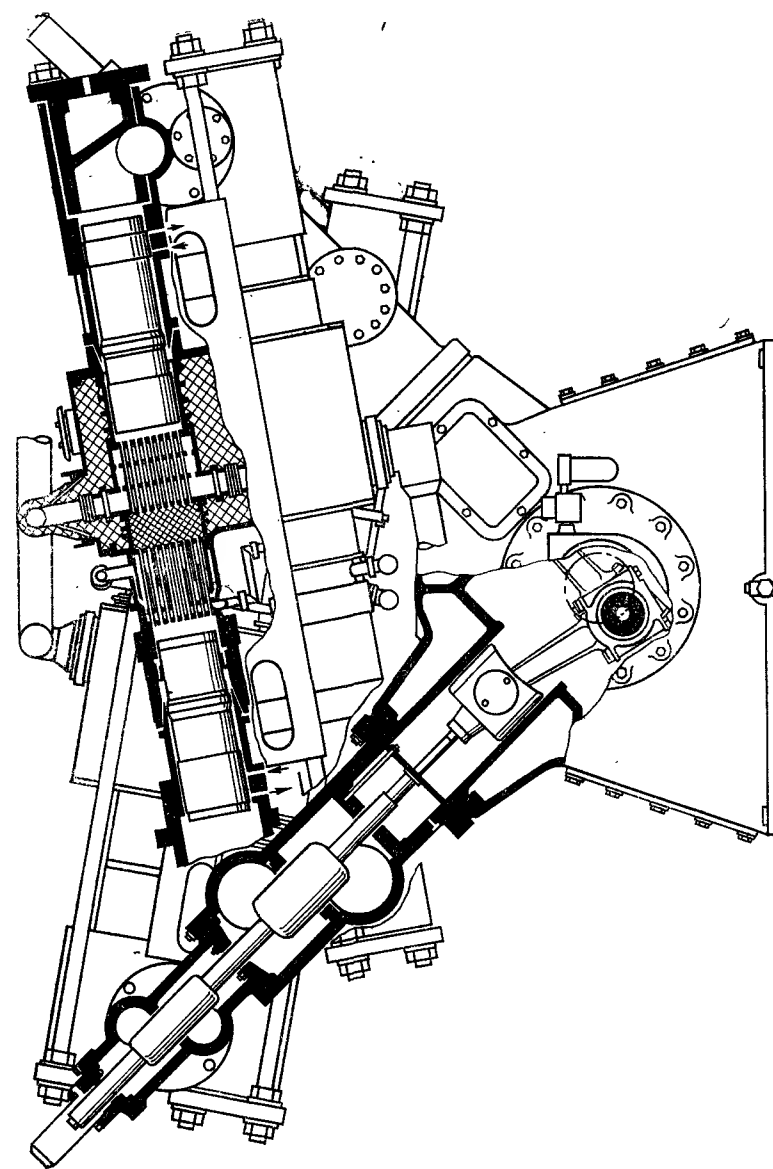


Рис. 8-11. Поперечный разрез большой криогенной машины

Получил распространение и другой охладитель газов со второй, дополнительной полостью расширения. Наименьшая температура, которую можно получить на этой машине, составляет 12 К. В такой машине достигается одновременное охлаждение на двух температурных уровнях: от 12 до 40 К в холодном теплообменнике и от 50 до 80 К — в среднем. Эта машина обеспечивает основной температурный контроль системы, предназначенной для исследовательских работ при криогенных температурах, а также входит в установку фирмы «Филипс», объединяющей водородно-неоновый охладитель и реконденсатор. Применяется машина и как составная часть си-

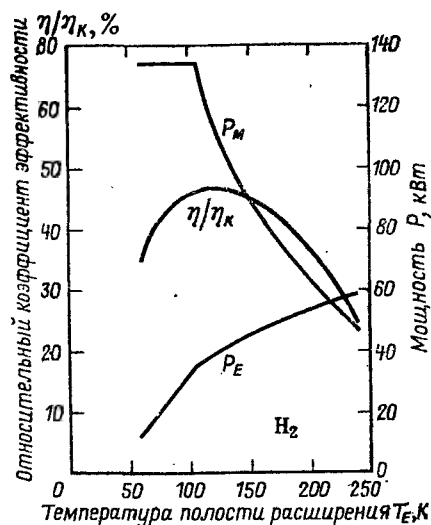


Рис. 8-12. Характеристики большой криогенной машины.

стемы для охладения гелия, включающей расширительную установку Джоуля — Томсона.

Имеющиеся сейчас в продаже криогенные газовые машины отличаются от первоначально созданных охладителей своими меньшими или большими размерами. Такие миниатюрные криогенные машины разработаны для охлаждения инфракрасных детекторов и других устройств электронной аппаратуры (как, например, для охлаждения сверхпроводящих материалов); они используются как крионасосы, а также для переконденсации криогенных жидкостей. Одноступенчатые машины позволяют обеспечить температуру охлаждения до 30 К, двухступенчатые — до 20 К. Сделана оценка и трехступенчатому варианту машины, в которой была достигнута температура 7 К. Были разработаны также и очень небольшие машины с общей массой около 1 кг (Даниэльс и дю Пре, 1971 г.) (Daniels, du Pre). С другой стороны, Дросом (Dros, 1965 г.) описана большая промышленного типа криогенная газовая машина (рис. 8-11). Ее характеристики приводятся на рис. 8-12. Машина представляет

особый интерес, поскольку она единственная из числа машин фирмы «Филипс», выполненная не по одноцилиндровой схеме и не относящаяся к вытеснительному типу машин. Это машина — двухпоршневая с гидравлическим приводом поршней; такая компоновка обеспечила значительное увеличение «производительности» по сравнению с машинами вытеснительного типа. Она предназначена не для лабораторных целей, а для промышленного использования и работает с высокой надежностью длительное время без ремонта. Предполагается, что машина найдет применение при охладении и переконденсации природного газа, выкипающего из больших резервуаров, и в морских транспортах.

Келлер и его коллеги подчеркивают важную роль регенератора для криогенных газовых машин. Значимость регенератора для низкотемпературных машин намного выше, чем для двигателей. Келлер отмечает, что снижение эффективности регенератора на 1% приводит к 21% потере идеальной холодопроизводительности при температуре расширения 75 К*, которые возрастают до 98% при температуре расширения 20 К**.

В процессе работы над большими промышленного типа криогенными установками фирмой «Филипс» была разработана машина с ромбическим приводом. Позднее от нее пришлось отказаться в пользу двухпоршневой гидравлической машины Дроса, описание которой было дано выше. Производство машин с ромбическим приводом было продолжено компанией «Верксспур» (Werkspoor), и некоторое количество таких машин было продано в конце 60-х годов акционерным обществом С. V. I.

8-4. ЛИЦЕНЗИИ ФИРМЫ «ФИЛИПС»

В 1958 г. фирма «Дженерал моторс» приобрела лицензии фирмы «Филипс» и проводила различные исследования и разработки вплоть до 1970 г. [Хефнер, 1965 г.), Паст и Уайтакер (Paste, Whitaker, 1961 г.), Агарвал, Муни и Топел (Agarwal, Mooney, Toepel, 1969 г.), Лайниш и Вад (Lienesch, Wade, 1969 г.). Позднее лицензии приобрели: группа по изучению двигателя Стирлинга МАН-МВМ, Штутгарт, 1967 г., фирма «Юнайтед Стирлинг АВ» в Мальмё (Швеция, 1968 г.) и фирма «Форд мотор компани» (Детройт, 1972 г.) (Ford Motor Company).

Все эти лицензии относятся к двигателям. Насколько известно, специальных лицензий по криогенным газовым машинам нет. Изготовлением и распространением этих машин занимается сама фирма «Филипс».

* Температура кипения жидкого воздуха. (Прим. перев.)

** Температура кипения жидкого водорода. (Прим. перев.)

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

ПРИМЕНЕНИЕ МАШИН, РАБОТАЮЩИХ ПО ЦИКЛУ СТИРЛИНГА

Для определения потенциальных возможностей машин Стирлинга необходимо рассмотреть их достоинства и недостатки.

9-1. ДОСТОИНСТВА

К положительным сторонам двигателей Стирлинга могут быть отнесены следующие: двигатели Стирлинга работают без шума и вибраций; при сжигании любого вида топлива степень загрязнения окружающей среды низка; в двигателях возможно использование теплоты, подводимой от любого источника, включая аккумулярованную тепловую энергию от периодически действующего электрического (или использующего сжигание топлива) источника питания, а также концентраторы солнечной энергии, радиоизотопные или ядерные источники теплоты. При усовершенствовании двигатели могут иметь большую, чем бензиновые двигатели внутреннего сгорания, удельную мощность, а также быть сравнимы по экономичности в режиме частичной нагрузки с дизельными двигателями. Двигатели Стирлинга имеют больший эффективный к. п. д., чем любой другой преобразователь тепловой энергии. При частичной нагрузке у них очень хорошие характеристики крутящего момента, а равномерность крутящего момента за цикл более высокая, чем у любого другого поршневого двигателя, за исключением, возможно, паровой машины двойного действия. Продукты сгорания топлива не контактируют с движущимися частями, обеспечивая минимальный износ и, следовательно, большой ресурс работы и легкость в эксплуатации. В процессе эксплуатации потребление смазочных материалов (дорогостоящих продуктов) может быть практически исключено, а их замена потребует лишь через очень большой промежуток времени.

Двигатели Стирлинга имеют множество разновидностей; некоторые из них чрезвычайно просты; диапазон их мощности простирается от нескольких долей ватта (в одноцилиндровых двигателях в детских игрушках) до двигателей, по-видимому, неограниченных размеров с мощностью в тысячи лошадиных сил в одном цилиндре. Они могут быть использованы в качестве приводных двигателей криогенных газовых машин или тепловых насосов. Как криогенные газовые машины они являются лучшими с точки зрения габаритов и характеристик, чем любые другие системы открытого цикла.

9-2. НЕДОСТАТКИ

Основными недостатками машин Стирлинга являются их сложность и высокая стоимость усовершенствованных вариантов. Более простые варианты двигателей дешевле, но имеют меньшие, чем

у двигателей внутреннего сгорания, эффективный к. п. д. и удельную мощность. Сейчас представляется маловероятным, чтобы удельная стоимость усовершенствованных двигателей Стирлинга (цена на единицу мощности) снизилась до значений, характерных для дизельных двигателей, даже при условии снижения цен, зависящих от количества выпускаемой продукции. Разработка двигателей Стирлинга с высокими эффективным к. п. д. и удельной мощностью сталкивается с серьезными проблемами по теплообмену и технологии изготовления уплотнений с точки зрения как материалов, так и конструкции. Ниже в данной главе будут кратко рассмотрены основные трудности, встречающиеся при разработке этих машин.

Нагревание. Высокотемпературные теплообменники являются, возможно, основной проблемой для двигателя. Отдельные элементы такого теплообменника должны постоянно работать при максимальной температуре цикла, и для обеспечения высокого значения эффективного к. п. д. должны быть созданы высокотемпературные сплавы или керамические материалы. В то же время внутренний свободный объем, составляющий часть мертвого объема машины, должен быть минимальным. При малом рабочем объеме поверхность теплообмена также мала и вследствие этого плотность тепловых потоков очень велика. Одним из способов разрешения этой проблемы является использование тепловых труб (см. гл. 8), работающих по принципу теплового трансформатора. Для достижения высокой удельной мощности двигатель должен работать при высоком давлении рабочего тела, используя для этой цели водород или гелий, а не воздух. Однако при высоких температурах и давлениях большинство конструкционных материалов до некоторой степени проницаемо для этих газов. Таким образом, в высокотемпературных теплообменниках имеются отдельные узлы, постоянно работающие в условиях температур, близких к предельным по конструкционной прочности материалов, а также при циклически изменяющемся высоком давлении и пульсирующем потоке водорода или гелия.

Эта проблема охватывает новые области в технологии материалов, изготовления и сборки, а также тесно связанные с ними вопросы по теплообмену и гидравлике конструкции.

Основной высокотемпературный теплообменник (нагреватель) включает также и вспомогательный для предварительного подогрева поступающего воздуха продуктами сгорания топлива; это является очень важным и необходимым процессом, уменьшающим тепловые потери с выхлопными газами для достижения высокого эффективного к. п. д. двигателя. Процесс подогрева должен осуществляться в основном при атмосферном давлении, так что плотность поступающего воздуха и выхлопных газов относительно низка. Поэтому для достижения требуемой высокой эффективности подогревателя воздуха необходимо иметь значительную площадь поверхности теплообмена.

Условия высокой удельной мощности налагают ограничения на габариты и массу теплообменника; поэтому здесь требуется тщательно продуманная конструкция.

По принципу действия здесь может быть использован любой из двух типов теплообменников, как рекуперативный, так и регенеративный.

Охлаждение. Другой серьезной проблемой при создании высокопроизводительных машин Стирлинга являются низкотемпературные теплообменники для охлаждения.

Из всей подводимой к двигателю теплоты при высокой температуре некоторая часть неизбежно теряется с выхлопными газами. Это общие потери теплоты, которые никак не могут быть использованы в двигателе. Из оставшейся теплоты, фактически подводимой к машине, только часть превращается в работу, а другая часть отводится в систему охлаждения. В дизельном или бензиновом двигателях внутреннего сгорания часть этой теплоты отводится системой охлаждения, а часть с выхлопными газами. Более того, в двигателях внутреннего сгорания повышение температуры охлаждающей жидкости улучшает эффективность двигателя. В противоположность этому в двигателе Стирлинга любое увеличение минимальной температуры рабочего тела ведет к снижению удельной мощности и эффективного к. п. д. Таким образом, по сравнению с дизелем система охлаждения двигателя Стирлинга должна не только иметь более высокий показатель отводимой теплоты на единицу мощности, но и должна делать это более эффективно с тем, чтобы поддерживать температуру охлаждающей жидкости по возможности близкой к температуре окружающей среды. Радиатор для двигателя Стирлинга может быть в 2—3 раза больше, чем для такого же по мощности дизеля.

Практически нет исследований двигателей Стирлинга с высокими характеристиками и обычным воздушным охлаждением без вторичного контура охлаждения.

Уплотнения. Важной проблемой для двигателей Стирлинга с высокими характеристиками являются уплотнения. Это связано с тем обстоятельством, что воздух как рабочее тело двигателя не используется (его можно было бы легко пополнять из окружающей атмосферы).

Утечки, даже незначительные, недопустимы при длительной работе двигателя, исключая тот случай, когда в составе установки имеется емкость с рабочим телом под высоким давлением.

Другими проблемами, встающими перед конструктором, являются термические напряжения, имеющие место в области перехода высокотемпературной части двигателя к низкотемпературной в зоне регенератора, вопросы «горячих пятен» в высокотемпературном теплообменнике, усталостные разрушения как следствие знакопеременных напряжений, уравниваемость, управление и регулирование, а также обычные проблемы, связанные с подшипниками и смазкой.

9.3. ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ

9.3.1. Автомобильные двигатели

Новейший усовершенствованный двигатель Стирлинга — продукт совместных усилий многих областей техники. Исследовательская лаборатория фирмы «Филипс», вероятно, единственная в мире, объединяющая передовую технологию с дальновидностью руководства, что позволяет ей длительное время проводить исследования по двигателям Стирлинга в широком масштабе. Несмотря на затраченные огромные усилия в этой области, оцениваемые приблизительно в 2000 человеко-лет, можно провести простое сравнение с затратами, вложенными в развитие двигателей внутреннего сгорания. Ежегодно только в фирме «Дженерал моторс» в разработке двигателей внутреннего сгорания участвуют тысячи инженеров. Общее число людей, связанных с созданием двигателей внутреннего сгорания, начиная от профессоров университетов, конструкторов, производственного и эксплуатационного персонала и кончая вновь принятыми учениками-автомеханиками, трудно подсчитать. То что фирма «Филипс» в относительно короткое время и с относительно малым штатом сотрудников смогла создать двигатели Стирлинга с высокими характеристиками, представляется для других фирм невероятным; принимая все это во внимание, было бы рискованно пытаться предвидеть будущее развитие.

Сомнительно, чтобы двигатель Стирлинга, если исходить только из экономических показателей, мог бы когда-нибудь составить конкуренцию дизелю в любых уже установившихся областях применения. Однако сейчас вопрос об использовании двигателей уже не поднимается на основании только одних технико-экономических показателей. Социальные аспекты техники становятся все более важными; это особенно видно из того, что общество уделяет пристальное внимание проблеме загрязнения воздуха выхлопными газами автомобильных двигателей. Известно, что интерес к этому вопросу особенно высок в США, где наиболее велика мощность автомобильных двигателей. В настоящее время (1971 г.) федеральное законодательство и законодательства штатов предполагают несколько снизить уровень токсичных составляющих в выхлопных газах автомобильных двигателей. В то же время фирма «Филипс» уже убедительно продемонстрировала значительное уменьшение шума и загрязнения воздуха при применении двигателей Стирлинга для автомобилей. Возможно, что под действием общественности будут приняты более жесткие стандарты, контролируемые загрязнение воздуха, а от дизелей и бензиновых двигателей внутреннего сгорания потребуют таких норм по уменьшению вредных составляющих в выхлопных газах (или введут сложную систему контроля за их составом), что двигатели фирмы «Филипс» будут конкурентоспособны. Вероятность такой ситуации вполне реальна, и, без сомнения, это и есть основание для фирмы «Филипс» и ее субподрядчиков обратить особое внимание на разработку автомобиль-

ных двигателей мощностью 73,5 кВт (100 л. с.) и 147 кВт (200 л. с.). Последующие несколько лет должны быть переломными в этом вопросе, но к 1980 г. двигатели Стирлинга на грузовиках могут быть уже не новостью.

9-3-2. Криогенные газовые машины

Интерес фирмы «Филипс» к криогенным газовым машинам, работающим по обратному циклу Стирлинга, проявился фактически случайно и был побочным успехом при разработке двигателей на ранней стадии их развития. Семейство криогенных машин фирмы «Филипс» разрабатывалось под руководством Кёллера, и теперь они занимают ведущее место в любом каталоге малых и средних криогенных установок. Эти машины привели к развитию и соответствующего криогенного оборудования. Действительно, как сейчас предполагается, прибыль, полученная отделом криогенной техники (Cryogenic Division), фактически окупил все затраты фирмы «Филипс» на исследования двигателей. Типы криогенных газовых машин, предлагаемых покупателю фирмой «Филипс», охватывают широкий диапазон от миниатюрных машин с холодопроизводительностью в доли ватта до больших промышленных агрегатов с холодопроизводительностью в несколько киловатт. В настоящее время рынок сбыта довольно ограничен и спрос удовлетворяется существующими машинами.

С появлением сверхпроводящих материалов, работающих при более высоких температурах, и возрастающем использовании инфракрасной техники, вероятно, появятся разнообразные возможности для применения небольших криогенных машин. Для этих целей потребуются меньшие по габаритам, более дешевые и более надежные машины, чем существующие в настоящее время.

Помимо Северо-Американского отделения фирмы «Филипс» (North American Philips) ряд других фирм также ведет активную торговлю малыми криогенными машинами; к ним относятся фирмы «Малакер лабораторис» (Malaker Laboratories, N. J.) и «Хьюз эйркрафт» (Hughes Aircraft Company California). Несколько других фирм также проявляют интерес в этой области.

9-3-3. Рефрижераторные установки

Машины Стирлинга могут обеспечить охлаждение на любом температурном уровне в диапазоне от температуры окружающей среды до уровня, близкого к абсолютному нулю. Они с успехом работают в криогенных рефрижераторных установках при температурах, меньших 100 К. При более высоких температурах они практически неизвестны, хотя, собственно, нет никаких технических оснований не применять их для охлаждения при температурах, близких к температуре окружающей среды.

Финкельштейном и Полянски (Finkelstein, Polanski) в 1959 г. было проведено сравнение характеристик двухцилиндровой машины Стирлинга и обычной холодильной машины парокомпрессионного типа. Они определили, что производительность машины Стирлинга при температуре более 230 К ниже, чем обычной, но она увеличивается по мере понижения температуры. Исследуемая машина была изготовлена при небольших затратах без какой-либо оптимизации характеристик и конструкции. По-видимому, выполнен очень небольшой объем экспериментальных работ по относительно высоко-температурным рефрижераторным установкам с машинами Стирлинга.

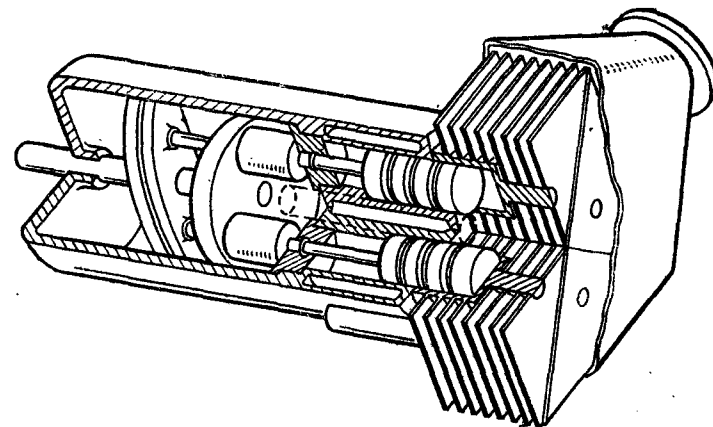


Рис. 9-1. Передвижная холодильная установка (четырёхцилиндровая установка с обратным циклом Стирлинга, выполненная по схеме Рини).

Автор исследовал (теоретически) возможности передвижных систем охлаждения с циклом Стирлинга. Основываясь на установке, работающей по схеме Рини с приводом от косой шайбы (рис. 9-1), можно предположить значительную экономию в массе и габаритах без снижения характеристик по сравнению с обычными парокомпрессионными машинами. По-видимому, установки такого типа представляются перспективными для систем кондиционирования воздуха на железнодорожном или автомобильном транспорте, а также для систем охлаждения на военно-транспортных машинах и военно-морских судах.

Другой возможной установкой для кондиционирования воздуха является сдвоенная машина, изображенная на рис. 9-2. Эта комбинация состоит из теплового двигателя с подводом тепловой энергии и холодильной газовой машины; мощность двигателя расходуется на привод холодильной машины, установленный на общем коленчатом валу. В этой установке может быть использовано как газообразное, так и жидкое углеводородное топливо, и она является альтернативой абсорбционной холодильной машине. Предваритель-

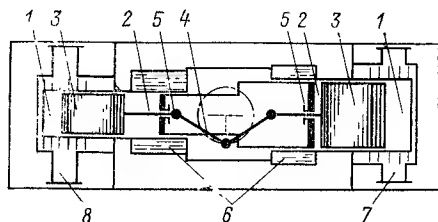


Рис. 9-2. Сдвоенная установка для кондиционирования воздуха с использованием газообразного топлива для двигателя.

1 — полость расширения; 2 — полость сжатия; 3 — регенеративный вытеснитель; 4 — приводной механизм; 5 — рабочий поршень; 6 — система охлаждения (теплота от установки отводится при высокой температуре); 7 — нагреватель (теплота от сгорания подводится при температуре окружающей среды); 8 — охладитель (воздух охлаждается в верхней зоне полости расширения).

ные исследования показали, что при такой компоновке может быть достигнут ощутимый выигрыш в к. п. д. и значительные выигрыши в габаритах и стоимости. Развитие установок для кондиционирования воздуха на мазуте или газообразном топливе с приемлемыми габаритами, стоимостью и надежностью может иметь важное значение для экономии энергии в США

9-3-4. Электрогенераторы малой мощности

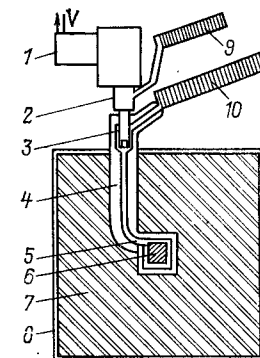
Существует много областей применения для электрогенераторов малой мощности, способных работать автономно в отдаленных районах в течение длительного времени. Уровень их мощности колеблется от 5 Вт до 5 кВт, но особенный интерес представляет диапазон от 200 до 500 Вт. Такие электрогенераторы требуются для многих целей, но в основном для снабжения электроэнергией систем навигации, таких как маяки и буи, автоматические метеостанции, а также для телеметрии и станций усиления связи. Они могут быть использованы под водой как для гражданских, так и для военных целей, в горах, в недоступных районах Арктики и в аварийных навигационных ситуациях. Для большинства областей применения главным критерием является надежность. Практических ограничений по массе, габаритам и частоте вращения для таких энергоустановок нет. Также не важны режимы пуска и останова, поскольку в большинстве случаев имеется возможность подключения системы аккумуляторных батарей для отвода избыточной мощности (например, ночью), в то время как электрогенератор продолжает вырабатывать постоянную мощность в устойчивом режиме. Регулирование и контроль за работой двигателя не являются серьезной проблемой. В большинстве случаев предпочтительней (и легче) регулировать электрические параметры системы, чем параметры самого двигателя.

Эффективный к. п. д. двигателя — очень важный фактор, определяющий необходимый запас радиоизотопного или природного топлива как источника теплоты. Однако полный коэффициент преобразования тепловой энергии в электрическую, составляющий около 20%, считается очень высоким, поскольку у другой возможной термоэлектрической системы преобразования полный коэффи-

циент составляет 8% и менее. В настоящее время ни дизелей, ни других двигателей внутреннего сгорания с достаточной степенью надежности для указанных диапазонов мощностей нет. Двигатели Стирлинга представляются идеально подходящими для этих целей, и кажется странным то обстоятельство, что фирма «Филипс» отказа-

Рис. 9-3. Схема энергосистемы с изотопным источником.

1 — электрический генератор; 2 — двигатель Стирлинга; 3 — зона конденсации тепловой трубы; 4 — тепловая изоляция; 5 — зона испарения тепловой трубы; 6 — источник энергии — матрица с изотопным топливом; 7 — биологическая защита; 8 — противопожарная и противударная защита; 9 — система теплообменников охлаждения (тепловая труба с конденсацией фреона); 10 — регулирование температуры и теплообменник отвода теплоты (газовая секция двухфазной двухкомпонентной тепловой трубы).



лась от своих дальнейших разработок электрогенератора малой мощности с воздушным охлаждением, который по своим данным достаточно хорошо удовлетворял указанным выше требованиям. После нескольких дополнительных лет исследований эта установка могла бы с большим успехом использоваться для гражданских, военных, морских и сухопутных целей.

Исследования, приведшие к разработке двигателя Стирлинга малой мощности с радиоизотопным источником теплоты, были приняты автором в университете Калгари (Calgary) по просьбе Управления по атомной энергии Канады в 1969 г. Предполагалось, что в качестве топлива будет использован ^{60}Co , в результате радиоактивного распада которого выделяется тепловая энергия с общим коэффициентом преобразования энергии около 20%. Период полураспада изотопа ^{60}Co составляет 5 лет, а ресурс работы электрогенератора предполагался равным 2,5 года. Схема предложенной системы приведена на рис. 9-3. Источник энергии представляет собой ряд таблеток из ^{60}Co диаметром 6,35 мм и такой же толщины, содержащихся в матрице из урана и заключенных в соответствующую металлическую оболочку. Гамма-излучение ^{60}Co замедляется матрицей, а энергия частиц идет на нагревание самой матрицы. В этой системе возможно достижение рабочей температуры около 600°C. Не все гамма-излучение задерживается в матрице; поэтому требуется толстый слой биологической свинцовой защиты массой около 2000 кг и дополнительный внешний экран из малоуглеродистой стали, обеспечивающий пожарную безопасность. Теплота, генерирующаяся внутри матрицы, идет на испарение жидкометаллического теплоносителя в системе тепловых труб, соединяющих источник энергии с двигателем Стирлинга, служащим приводом электрогенератора и расположенным за свинцовой защитой. Можно

было бы расположить двигатель и электрогенератор рядом с источником теплоты, но это повлекло бы за собой увеличение необходимой массы свинцовой защиты до значения, большего максимальной нагрузки крупнейших вертолетов. По крайней мере, необходим один изгиб тепловой трубы на 90° для предотвращения радиоактивного свечения из-за гамма-радиации вдоль трубы.

Использование тепловой трубы представляется выгодным, так как это уже готовое устройство для «сброса» избытка тепловой энергии. Автоматический сброс теплоты необходим как мера безопасности в случае заедания (или, другими словами, останова двигателя) для предотвращения перегрева (и возможного испарения) источника энергии с последующим выделением радиоактивных продуктов. Отводимая от источника тепловая мощность вначале больше расчетной на значение, достаточное для компенсации постепенного уменьшения тепловыделения из-за конечного периода полураспада изотопа. Для ^{60}Co с 5-летним периодом полураспада тепловая мощность падает приблизительно на 25% в конце 2,5-летнего периода.

Предлагаемая тепловая труба является двухкомпонентной двухфазной системой, состоящей из газообразного компонента с низким коэффициентом теплопроводности и двухфазного парожидкостного металлического теплоносителя (второй компонент) с высоким коэффициентом теплопроводности. Обычно два этих теплоносителя (два компонента) четко разделяются в поле гравитации. Более тяжелый, с хорошей теплопроводностью металлический теплоноситель сосредоточен в надежно изолированной главной секции трубы, соединяющей источник энергии и двигатель. Более легкий газообразный теплоноситель сосредоточен в верхней излучающей секции.

При расчетной температуре поверхность раздела металлического и газообразного теплоносителя находится внутри изолированной секции, но при подводе тепловой мощности, превышающей расчетную, температура увеличивается, вызывая одновременно и рост давления. В этом случае поверхность раздела достигает тепловой трубы по мере того, как сжимается газовый теплоноситель; вследствие этого пар с высокой теплопроводностью проникает в газовый с высокой излучающей способностью теплоноситель, и теплота отводится до тех пор, пока поверхность раздела не возвратится в изолированную секцию. Холодильная система имеет вторую тепловую трубу, в которой в качестве охлаждающей жидкости используется фреон, кипящий на стенках холодильника и конденсирующийся в охлаждаемой воздухом излучающей секции. Такая труба предпочтительней простой водяной рубашки охлаждения с циркуляцией воды, осуществляемой насосом с приводом от коленчатого вала двигателя.

В разработке двигателя для указанной выше системы были достигнуты значительные успехи. Прототип такого двигателя, созданного в 1971 г. в университете Калгари на основе результатов более ранних исследовательских установок, изображен на рис. 9-4. В настоящее время в фирме «Тринити хауз лайтхауз сервис» (Trinity

House Lighthouse Service) ведутся предварительные исследования с целью определения возможностей работы такого двигателя с камерой сгорания. Необходимость такого двигателя, способного работать на дизельном топливе или на сжиженном природном газе, диктуется потребностью его применения в навигационных буйках маяках для автономной работы в течение более одного года. В качестве прототипа такого двигателя предполагается использовать

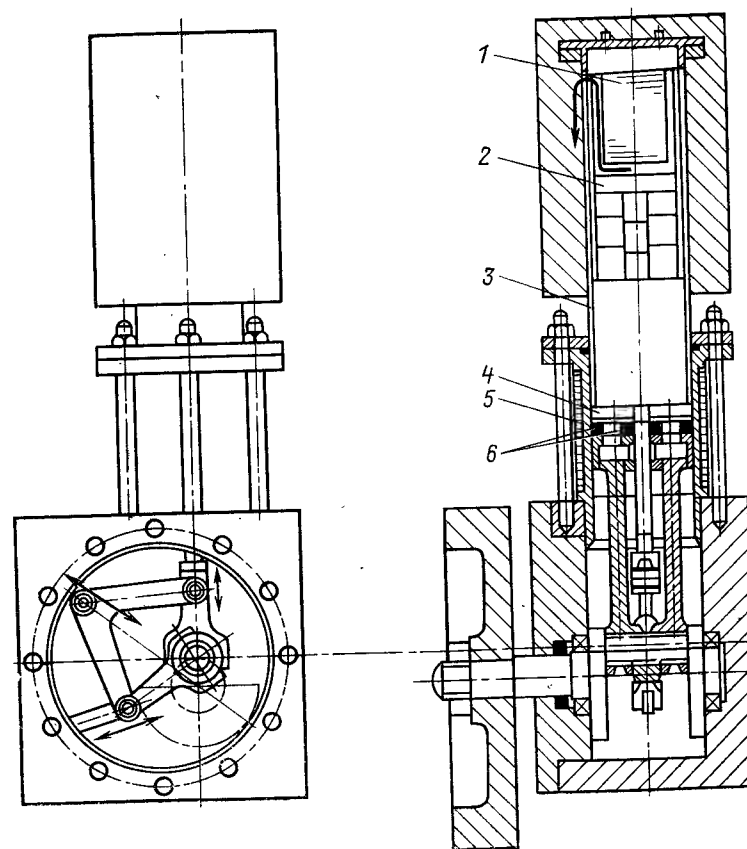


Рис. 9-4. Экспериментальный двигатель Стирлинга «Chipewyan». Диаметр цилиндра 60 мм; ход поршня 32 мм, давление рабочего тела (воздух) 1,975 МПа (17,5 кгс/см²); частота вращения 600 об/мин, мощность на валу 200 Вт. 1 — электрический нагреватель; 2 — полость расширения; 3 — регенеративный кольцевой канал; 4 — полость сжатия; 5 — рубашка охлаждения; 6 — уплотнения из материала типа RULON.

относительно простой двигатель «Чайпуайн» (Chairpuan), выполненный по обычной (или V-образной) схеме с использованием воздуха как рабочего тела и с диафрагменным компрессором (с приводом от двигателя) для поддержания давления в камере. Это будет

достаточно тяжелый, с низкой частотой вращения и средним эффективным к. п. д. двигатель, основное внимание в котором будет уделено вопросам надежности с целью обеспечения его длительной автономной работы.

9-3-5. Двигатели для морских судов

Использование двигателей Стирлинга для морских судов заслуживает внимания, поскольку легкодоступный источник охлаждения позволяет решить одну из главных трудностей, имеющуюся у автомобильных двигателей Стирлинга. Это обстоятельство было отмечено фирмой «Филипс» на ранних стадиях разработок, и одним из первых практических применений двигателя стал крейсерский катер «Йоганн де Вит» (Johann de Witt), на котором была продемонстрирована работоспособность двигателя.

В США отдел электродвигателей фирмы «Дженерал моторс» (Electromotive Division of General Motors at La Grande, Illinois) работал над созданием двигателя V8 [590 кВт (800 л. с.)], предназначенного для портовых судов типа буксиров, для которых требуется очень высокая маневренность. Двигатель имел отдельные валы для рабочих поршней и вытеснителей, соединенные планетарным механизмом, управляя которым можно было изменять фазовый угол α . Это обеспечивало легкое регулирование выходной мощности двигателя и возможность его реверса. В 1966 г. автор видел четырехцилиндровый блок, расположенный в картере двигателя. Как известно, подробностей о выпуске этого двигателя не было, и, по-видимому, работы по этой программе находятся в завершающей стадии.

Будущие возможные области применения двигателей Стирлинга фирмы «Филипс» мощностью около нескольких сотен киловатт как для военных, так и для гражданских целей намечаются всякий раз, когда используемые сейчас дизели становятся непригодными по уровню шума, вибрации и загрязнения воздуха. Вероятно, для очень больших мощностей (несколько тысяч киловатт) могут быть разработаны двигатели Стирлинга с характеристиками эффективного к. п. д. и удельной мощности, сравнимыми с характеристиками современных судовых дизелей. Однако производство таких двигателей маловероятно по причине большой стоимости их разработок и способности дизелестроительных фирм удовлетворять в настоящее время сравнительно небольшим спрос на эти двигатели.

С другой стороны, вероятно, имеется и потребность в двигателях малой мощности (от 5 или 10 кВт и выше) для получения электроэнергии и применения их во вспомогательных силовых установках, а также на небольших судах. В этих областях применения бесшумная и надежная работа в сочетании с легкостью эксплуатации, возможно, будет более предпочтительна, чем удельная стоимость, эффективный к. п. д. и удельная мощность.

Вероятно, могут быть разработаны удовлетворяющие многим требованиям трех-четырехцилиндровые двигатели на мазуте или сжиженном природном газе, использующие в качестве рабочего тела воздух при давлении от 10 кгс/см² и выше и работающие очень плавно, тихо, с низкой частотой вращения.

Такие двигатели могут привлечь внимание многих владельцев небольших судов.

9-3-6. Подводные энергетические системы

По-видимому, двигатели Стирлинга могут быть применимы для различных подводных энергетических систем, где требуется либо электрическая, либо механическая энергия для периодического или непрерывного режима работы.

Системы с двигателем Стирлинга с радиоизотопным источником теплоты имеют более высокий общий к. п. д. преобразования, чем конкурирующие термоэлектрические системы. Двигатели с неизотопным источником теплоты выгодны с точки зрения их универсальности для любого способа подвода тепловой энергии (здесь могут быть использованы как теплоаккумулирующие системы, так и системы со сгоранием топлива) и способности работать бесшумно без клапанов и периодических выхлопов. В системах с подводом теплоты от сжигания топлива продукты сгорания могут быть конденсированы в бортовом хранилище и необходимость их выброса наружу отпадает. Это позволяет сконструировать замкнутые системы, способные работать на большой глубине и не оставлять «выхлопного следа».

Большая работа по усовершенствованию двигателей Стирлинга с аккумулярованием теплоты для подводного применения была проделана в фирме «Дженерал моторс». Экспериментальные работы с четырехцилиндровым двигателем Стирлинга для подводных силовых систем с использованием в качестве окислителя перекиси водорода ведутся в фирме «Юнайтед Стирлинг» (Мальме).

9-3-7. Солнечные энергетические установки

По-видимому, существует практически неограниченный рынок для небольших двигателей, работающих на солнечной энергии (для использования в тропических странах) и служащих приводом водяных ирригационных насосов и электрогенераторов малой мощности, заряжающих аккумуляторы для освещения в ночное время. Эта область применения двигателей Стирлинга не нова; Финкельштейн (1959 г.) приводит пример одного из первых двигателей Стирлинга, работавшего на солнечной энергии и построенного Эриксеном в XIX в.

По всей вероятности, основная трудность в поставке на рынок таких двигателей заключена в их цене. В дополнение к двигателю

необходимо иметь солнечный коллектор и концентратор, которые соответственно собирают солнечное излучение с большой площади и концентрируют ее на очень малую. Сфокусированный поток энергии очень велик, поэтому достигаются высокие температуры, необходимые для работы теплового двигателя. Формы коллекторов могут быть самыми разнообразными, но наиболее известной является, вероятно, параболическая (форма прожектора или рефлектора передней фары автомобиля). Другой формой коллектора является линза Френеля, показанная на рис. 9-5. Она представляет собой большую плоскую пластину из прозрачного материала с пазами на верхней поверхности, прорезанными под различными углами так, что падающие солнечные лучи собираются в общем фокусе. Такие линзы, изготовленные с помощью штампа, подобно тому как делаются грампластинки, могут быть относительно дешевыми. Одна

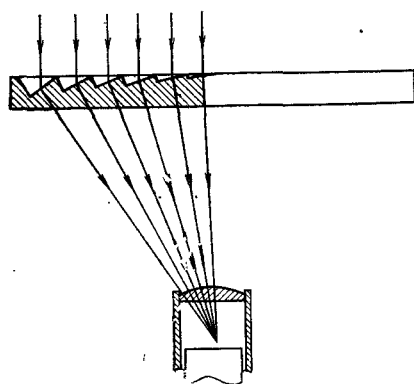


Рис. 9-5. Линза Френеля и кварцевая головка цилиндра для двигателя Стирлинга, работающего на солнечной энергии.

из них, купленная автором в 1970 г., имела размеры около $0,76 \times 0,91$ м и стоила 20 долл. К сожалению, линза была сделана из пластика, теряющего прозрачность при сильном солнечном свете.

При перпендикулярном расположении коллектора к солнечным лучам падающая солнечная энергия максимальна. Для поддержания максимальной выходной мощности двигателя в течение возможно большего времени необходим механизм ориентации, вращающий коллектор в соответствии с движением Солнца. Механизм ориентации может приводиться в движение от простого часового механизма с периодической поправкой по широте, учитывающей сезонные изменения в движении Солнца. Типы двигателей могут быть самыми разнообразными — от свободно-поршневого двигателя Била (рабочий объем находится под давлением и герметично уплотнен при изготовлении) до простого двигателя Хейнрихи, работающего на воздухе при низком давлении. Такие двигатели должны быть дешевыми, надежными и нетрудоемкими в производстве при выпуске их в больших количествах.

Заслуживает внимания изобретенная Финкельштейном кварцевая головка цилиндра, позволяющая иметь фокус коллектора внутри самого цилиндра.

Это дает возможность нагревать рабочее тело до очень высокой температуры без особых требований к высококачественным материалам в горячей замкнутой полости.

9-3-8. Новые области применения и использование двигателей Стирлинга в учебных целях

В наши дни компьютеров, лазеров, сверхпроводящих систем поражает то, что модель двигателя до сих пор вызывает повышенный интерес. Люди, кажется, испытывают удовольствие, глядя на маховики, кривошипы, штоки. Вероятно, все это является воспоминанием их детства. Во всяком случае, вот, казалось бы, рынок для «форменных забав». Для этой цели подошел бы небольшой двигатель с подводом теплоты от пламени спиртовки или нагреваемый за счет электрического сопротивления от аккумуляторных батарей. Такой двигатель, если он будет достаточно дешев для широкого распространения, мог бы выполнять полезную образовательную функцию, демонстрируя возможности двигателей Стирлинга как бесшумных, мало загрязняющих окружающую среду машин. Двигатель может служить также основой для разработок демонстрационных образцов и показа его в учебных целях. Известно, что единственные двигатели Стирлинга, относящиеся к этой группе, находят в настоящее время коммерческое воплощение в диапазоне от самой простой цилиндрической установки Брэдли (Bradley) и двигателя Хейнрихи, сконструированного Рикардо (Ricardo) и изготовленного фирмой «Кассонс» (Cussons, Ltd), до более современных устройств, предлагаемых фирмой «Лейболд — Хирэус» (Leybold — Heraeus).

9-3-9. Механический привод в аппаратах «искусственное сердце»

В 60-е годы искусственное сердце становится предметом внимания инженеров. Аппараты «искусственное сердце» могут быть двух типов:

- 1) устройства, временно заменяющие функции здорового сердца;
- 2) устройства, постоянно выполняющие функции здорового сердца.

Устройства, временно заменяющие работу сердца, используются, например, в операционных для поддержания кровообращения во время хирургических операций на сердце. Другим его применением является обеспечение возможности «отдыха» тяжело пораженного сердца во время выздоровления. Во всех этих случаях эти устройства могут быть достаточно большими, тяжелыми, находящимися вне тела пациента и быть фактически постоянно под контролем квалифицированного персонала.

Устройств второго типа, полностью выполняющих функции сердца, в настоящее время не существует. Сейчас есть только один способ замены человеческого сердца — пересадка сердца другого человека, но имеется ряд изысканий, подтверждающих возможность использования сердца животного или механического искусственного сердца. Двигатель Стирлинга может быть использован

в будущих аппаратах искусственного сердца как механизм, преобразующий тепловую энергию изотопного топлива в механическую работу.

Искусственное сердце может быть спроектировано так, чтобы использовать электрическую сеть (или блок аккумуляторов) для питания электродвигателя, служащего приводом кровяного насоса. В настоящее время это невозможно, поскольку нет способов передачи электроэнергии через кожу. Кроме того, необходимость «привязывания» к розетке или к блоку тяжелых аккумуляторных батарей может накладывать неприемлемые ограничения на подвижность пациента. Решением вопроса является полностью имплантированный в тело пациента механизм с запасом изотопного топлива, обеспечивающего достаточный ресурс работы (от 3 до 5 лет). Такое механическое устройство должно иметь блок, преобразующий теплоту, выделяемую изотопом, в механическую работу, используемую для привода насоса при перекачивании крови. В качестве механического преобразователя теплоты может быть применен двигатель Стирлинга.

Идея полностью имплантированного искусственного сердца имеет много привлекательных свойств. В этом случае можно будет избежать этических проблем сегодняшнего дня, связанных с пересадкой сердца от человека к человеку, а выбор легкодоступных механических устройств позволит хирургу действовать по своему усмотрению. Однако главной проблемой является то, что нет никакой альтернативы изотопному топливу. Существует много радиоактивных изотопов, но немногие из них могут быть пригодными для аппарата «искусственное сердце».

Выбор должен ограничиваться изотопами, излучающими α -частицы и требующими минимальной биологической защиты. Другие изотопы, излучающие β -частицы и тем более γ -частицы, требуют очень тяжелой защиты. К сожалению, α -изотопы редки и дороги, и в настоящее время не существует достаточного их запаса. Даже если предположить, что будут предприняты специальные усилия по производству подходящих α -изотопов, то маловероятно, что цена может быть снижена до уровня, доступного разумному количеству людей. Другая трудность связана с возможностью неожиданной смерти реципиента. Смерть от пожара может настичь его в гостинице, автомобиле, он может умереть естественной смертью и быть кремирован до извлечения изотопа. В любом из этих случаев радиоактивные пары выделяются в атмосферу. Использование теплозащиты, достаточной, чтобы выдержать кремацию, может привести лишь к практической непригодности радиоизотопного искусственного сердца.

Несмотря на все эти факторы, Национальный институт сердца США финансировал исследовательские работы в этой области. Программа исследований была многомасштабной и отражала многие аспекты перспективной техники преобразования энергии и технологии материалов. Программа включала два независимых направле-

ния по созданию двигателей Стирлинга, о которых сообщалось Баком (Buck, 1968 г.) и Мартином (1968 г.). Согласно ранее введенному определению ни один из этих двигателей не является фактически машиной Стирлинга. Скорее это двигатели Эриксона вытеснительного типа с постоянным рабочим объемом и газовыми клапанами. Принципиальное различие этих двигателей состоит в том, что двигатель Бака имеет отдельный неподвижный регенератор, а двигатель Мартина — регенеративный вытеснитель. Работа искусственного сердца с атомным источником питания была описана Хармисоном и др. (Harmison et al, 1972 г.), включая и эксперимент по пересадке такого устройства телят, который был совершенно здоров и не стеснен в движении после пересадки.

Преобразование тепловой энергии в механическую с абсолютной надежностью и приемлемой эффективностью является, возможно, реальным делом и сводится к инженерным проблемам создания искусственного сердца и с любой точки зрения радиоизотопный двигатель Стирлинга представляется сильным конкурентом для других преобразователей энергии. Один из возможных подходов к решению этой задачи схематически продемонстрирован на рис. 9-6. В этом устройстве модифицированный свободнопоршневой двигатель Стир-

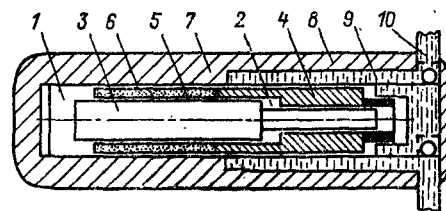


Рис. 9-6. Схема свободнопоршневого двигателя Стирлинга, разработанного Билом, выполняющего роль насоса в аппарате «искусственное сердце».

1 — полость расширения; 2 — полость сжатия; 3 — вытеснитель; 4 — рабочий поршень; 5 — регенеративный кольцевой канал; 6 — пористая изотропная матрица; 7 — тепловая изоляция и радиационная защита; 8 — байпасная система охлаждения; 9 — корпус цилиндра, являющийся плунжером насоса; 10 — высокое давление в магистрали физиологического раствора.

линга типа двигателя Била работает как простой гидравлический насос плунжерного типа. Радиоизотопный топливный блок, окружающий вытеснитель, соединен с тяжелым рабочим поршнем, образуя кольцеобразный пористый теплообменник с внутренним тепловыделением. Вытеснитель и корпус по сравнению с рабочим поршнем и изотопным нагревателем относительно легкие. При работе поршень практически неподвижен, а внешний корпус и вытеснитель периодически колеблются, обеспечивая необходимые изменения объемов полостей расширения и сжатия. Для получения приемлемого значения удельной мощности частота их колебаний должна быть относительно высокой (возможно 1000 циклов/мин).

Внешний корпус является плунжером гидравлического насоса. При таком оригинальном решении внешние уплотнения не требуются. Двигатель может быть заполнен газом и герметически уплотнен при изготовлении. Любой газообразный изотоп радона, образующийся при распаде, также будет оставаться внутри корпуса. Вся конструкция устанавливается на направляющих и изо-

лируется, как показано на рис. 9-6. Плунжерный насос прокачивает соответствующую жидкость, возможно, физиологический раствор, которую можно использовать и для охлаждения. Физиологический раствор, выходя из высокочастотного насоса с приводом от двигателя при относительно высоком давлении, поступает в насос низкого давления для крови с гидравлическим приводом. Это должна быть компаундная машина низкой частоты с гибкой диафрагмой для перекачивания потока крови.

Проведенные исследования этой схемы недостаточны для установления технических возможностей в вопросах надежности, эффективности и обеспечения длительного ресурса работы. Невозможно сделать на этой стадии важные оценки габаритов, массы и других параметров системы. Можно отметить следующие положительные стороны двигателя Биля для рассматриваемого случая применения:

- 1) двигатель самозапускающийся, что уникально для одноцилиндровой машины;
- 2) двигатель прост по конструкции, управлению и не требует смазки подшипников;
- 3) двигатель может обходиться без уплотнений для газа;
- 4) двигатель может работать в любом положении, так что реципиент при желании может лежать, стоять или сидеть¹.

9-3-10. Привод электрогенераторов в ядерных энергетических установках

Идея использования очень больших двигателей Стирлинга, возможно, типа Рини, как преобразователей тепловой энергии на базовых атомных электростанциях мощностью в несколько мегаватт была рассмотрена в общих чертах Брэдли (Bradley), сотрудником ядерных лабораторий Чок Ривер Управления по атомной энергии Канады (Atomic Energy Authority of Canada, Chalk River Nuclear Laboratories). Брэдли предлагает объединить канал охлаждения реактора с нагревателем двигателя, в котором рабочее тело двигателя — гелий, находящийся при высоком давлении, был бы одновременно и основным хладагентом реактора. Преимущество такой системы ясно видно из сравнения с другими газоохлаждаемыми реакторами и вторичными пароперегревателями. Двигатель Стирлинга более прост, менее дорог, а поэтому не требуется отдельных насосов или компрессоров для основного хладагента реактора. Нерабочий объем двигателя должен быть минимальным, что приводит к отказу от соединительных труб, магистралей подвода и т. д. Реактор в этом случае должен быть неотъемлемой частью двигателя.

¹ Наиболее полное описание функций и работы сердца приведено в книге: Longmore D. The Heart. World University Library, Weindenfeld and Nicolson (1971), London.

Идея двигателя Стирлинга с реакторным источником теплоты, по-видимому, представляется заманчивой. Другой идеей, обладающей большей гибкостью, является использование модифицированного двигателя Стирлинга с клапанами, т. е., по сути дела, двигателя Эриксона, у которого, однако, меньшие возможности к ограничению нерабочего объема по сравнению с двигателем Стирлинга.

9-3-11. Универсальные энергетические системы

Универсальные энергетические системы представляют собой механические агрегаты, которые, будучи снабжены топливом, воздухом и водой, могут обеспечить все энергетические потребности, включая кондиционирование воздуха, выработку электроэнергии, получение горячей и холодной воды. Для таких установок, применяемых в служебных помещениях, мотелях, гостиницах, жилых домах, складах и крупных торговых центрах, обычно требуется первичный двигатель мощностью 37—370 кВт (50—500 л. с.).

Разработка универсальных систем активно поощрялась в США в 60-е годы как часть усилий, направленных на покрытие коммерческих и бытовых потребностей в газе в летние месяцы с целью выравнивания графика его потребления в течение всего года. В США кондиционирование воздуха (под этим подразумевается охлаждение и получение необходимой влажности воздуха) является социальным благом такой же важности, как и отопление. Газ хорошо подходит для целей отопления, но меньше для охлаждения. Были предприняты серьезные попытки с целью улучшения характеристик или уменьшения стоимости абсорбционных холодильных систем с газовым теплопоглощением, но они оказались до сих пор безуспешными.

Ряд универсальных энергетических систем уже действует. В большинстве из них используется либо газообразное, либо жидкое топливо, а для преобразования выделившейся при сгорании части химической энергии в механическую применяется двигатель какого-либо типа. Механическая энергия расходуется для привода электрогенератора и компрессора парокомпрессионного рефрижератора. Электроэнергия для целей освещения может быть получена с высокой частотой электрического тока (400 Гц), а для силового электрооборудования, работы грузоподъемных машин, кухонного оборудования и рефрижераторов — с относительно высоким напряжением. Отводимая с выхлопными газами от двигателя теплота может быть использована для отопления зданий, получения пара низкого давления, для кухонь и прачечных, горячего водоснабжения для обычных целей, а также как источник теплоты в холодильной установке абсорбционного цикла, которая охлаждает воду или соляной рассол для кондиционера воздуха.

Необходимо отметить, что создание универсальных установок довольно заманчивая идея. Их работа не зависит от подводимой извне электроэнергии, и в них существуют определенные перспективы эффективного использования различных видов энергии. К сожалению, есть и много практических недостатков; система в целом

дорога, надежность пока еще неудовлетворительна, а эксплуатационные расходы могут стать высокими. В некоторых больших городах США подача природного газа уже не является неограниченной и требуются необходимые запасы мазута на случай прекращения подачи газа. Это обстоятельство увеличивает стоимость системы и требует от двигателя способности работать на обоих видах топлива. Другая проблема заключается в том, что при работе трудно подобрать одновременно электрическую нагрузку для графика нагревания и охлаждения; вследствие этого, если только не предусмотрен большой аккумулятор низкопотенциальной энергии, не достигается эффективного использования энергии. В настоящее время маловероятно, что различные фирмы, производящие двигатели, электроприводы, теплообменники, использующие теплоту выхлопных газов, и рефрижераторные установки, скоординируют свои усилия для создания малогабаритной системы. Универсальные энергетические системы стремятся создавать из отдельных, уже готовых, но не особенно хорошо подходящих для этих целей агрегатов. Поэтому стоимость системы высокая, а результаты не совсем удовлетворительные. До тех пор, пока все усилия не будут направлены на производство надежной, хорошо скомпонованной в едином блоке системы с приемлемой стоимостью, в ней возможны лишь небольшие усовершенствования.

В настоящее время в универсальных энергетических системах используются газотурбинные или поршневые двигатели внутреннего сгорания. Газовые турбины отличаются хорошей надежностью, но имеют очень низкую эффективность, особенно при частичной нагрузке. Поршневые газовые двигатели имеют лучшие характеристики, но недостаточно надежны, а поэтому велики их эксплуатационные расходы. Ввиду этого может оказаться, что бесшумные, эффективные двигатели Стирлинга, способные работать на различных видах топлива, найдут непосредственное применение в универсальных энергетических системах. Возможно, что потребность в охлаждении будет удовлетворена холодильной машиной Стирлинга с приводом от двигателя, и вероятно также, что установка может состоять из многоцилиндровой машины, работающей в зависимости от местных условий в режиме либо двигателя, либо холодильной машины. Также может быть предусмотрен и единый электромеханический блок, позволяющий в зависимости от требований выполнять роль электрогенератора с подводом тепла или холодильной машины с электроприводом.

Однако к вопросу о применении универсальных энергетических систем должен быть более осторожный подход. По более поздним представлениям такие системы малооправданны в высокоразвитых странах, где имеются дешевые и надежные источники электроэнергии, но они, вероятно, могут быть использованы в менее обжитых районах, таких, как отдаленные мотели, охотничьи и лыжные базы, полярные исследовательские станции и нефтедобывающие установки в пустыне.

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

10-1. СВОБОДНОПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ БИЛА

Большие перспективы применения имеют свободнопоршневые двигатели, изобретенные профессором Билом из университета штата Огайо. Эти двигатели самозапускающиеся, с необычными характеристиками, отличающимися от характеристик одноцилиндровых двигателей с кривошипно-шатунным механизмом; кроме того, отдельные варианты двигателей могут быть изготовлены без всяких уплотнений для газа. В последнем случае заполнение рабочим телом под давлением и герметизацию двигателей можно производить при их изготовлении, что обеспечит относительно высокую удельную мощность и предотвратит возможное загрязнение движущихся узлов от внешней пыли. В таком исполнении двигатели могут быть применимы для тех случаев, когда их обслуживание является проблемой, т. е. в малоразвитых в техническом отношении странах, в военных целях и для бытовых нужд.

Двигатели Била могут работать в любом положении — в вертикальном, горизонтальном, наклонном или перевернутом. Их конструкция очень проста: в них нет ни пружин, ни клапанов, ни каких-либо других механически действующих узлов.

Принцип действия. В двигателе Била имеются три основных элемента: тяжелый рабочий поршень, легкий вытеснитель и цилиндр с уплотнениями на обоих концах (рис. 10-1). Как видно из рисунка, шток вытеснителя относительно большого диаметра проходит через рабочий поршень. Шток вытеснителя полый, с открытым торцом, так что внутренняя полость вытеснителя соединена (и фактически является ее частью) с полостью, расположенной ниже рабочего поршня, называемой буферной полостью. К рабочей полости относится часть цилиндра над рабочим поршнем, подразделяемая на полость сжатия — между рабочим поршнем и вытеснителем и по-

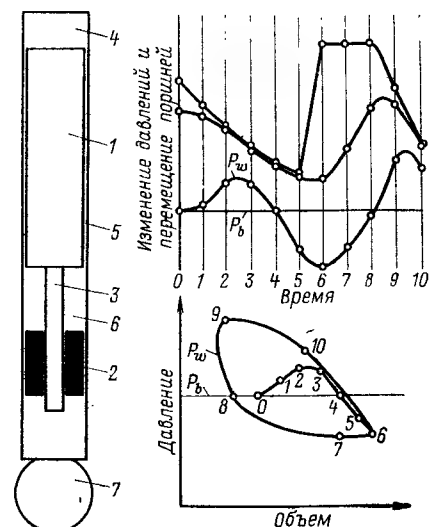


Рис. 10-1. Основные составные части свободнопоршневого двигателя Стирлинга (двигатель Била).

1 — вытеснитель; 2 — рабочий поршень; 3 — шток вытеснителя; 4 — полость расширения; 5 — кольцевой регенератор; 6 — полость сжатия; 7 — буферная полость; P_w — давление в рабочей полости; P_b — давление в буферной полости (предполагается постоянным).

лость расширения — над вытеснителем. Длинная узкая кольцевая щель между цилиндром и вытеснителем выполняет функцию регенератора между горячей полостью расширения и холодной полостью сжатия. Для полости расширения предусмотрен нагреватель, а для полости сжатия — холодильник.

Рассмотрим систему, показанную на рис. 10-1, находящуюся вначале в положении 0. Давление во всех полостях одинаковое, а температура везде равна температуре окружающей среды. Пусть теперь полость расширения нагревается. С ростом температуры давление рабочего тела в замкнутом рабочем объеме увеличивается от положения 0 до положения 1. Возрастание давления в рабочей полости до определенного значения приведет к перемещению вниз рабочего поршня и вытеснителя. Сила, действующая на рабочий поршень, равна $(p_w - p_b)(A_c - A_R)^*$, а сила, действующая на вытеснитель, — $A_R(p_w - p_b)$. Ускорение рабочего поршня при движении вниз определяется как

$$a_P = (p_w - p_b)(A_c - A_R)/M_P,$$

а ускорение вытеснителя

$$a_D = (p_w - p_b) A_R / M_D^*.$$

Если отношение M_P/M_D велико (т. е. 10 : 1) и если отношение A_R/A_c значительно (т. е. 1 : 4), то $a_D > a_P$. Поэтому вытеснитель ускорится быстрее; это приводит к тому, что рабочее тело вытесняется из холодной полости сжатия в горячую полость расширения. Этот процесс ускоряется как ростом давления в рабочей полости по сравнению с давлением в буферной полости (принимаемым постоянным), так и дальнейшим возрастанием ускорений обоих поршней. В итоге рабочий поршень и вытеснитель соприкасаются (положение 2), и с этого момента начинают двигаться вместе. После соприкосновения поршней поток рабочего тела больше не поступает в полость расширения, но поскольку процесс расширения продолжается, давление начинает падать. В положении 3 давление p_w все еще больше, чем давление p_b ; поэтому рабочий поршень и вытеснитель продолжают ускоряться.

Расширение продолжается до точки 4, где давления рабочего тела p_w и буферной полости p_b равны. Инерции тяжелого поршня достаточно для продолжения процесса расширения рабочего тела и за точкой равновесия давлений; поэтому давление в рабочей полости падает ниже давления в буферной полости p_b ; таким образом, на рабочий поршень и вытеснитель начинают действовать замедляющие силы (возникающие из-за разности давлений). Вытеснитель, будучи более легким, первым реагирует на это. Замедляющие силы тормозят движение вытеснителя вниз, что приводит к отделению его

* A_c и A_R — площади поперечных сечений соответственно рабочего поршня и штока вытеснителя; M_P и M_D — массы рабочего поршня и вытеснителя. (Прим. перев.)

от рабочего поршня, продолжающего двигаться вниз. В этот момент рабочее тело начинает перетекать по регенеративному кольцевому каналу из горячей полости расширения в холодную полость сжатия. Это вызывает резкое падение давления в рабочей полости, и между полостями устанавливается большая разность давлений $p_b - p_w$. Вытеснитель быстро устремляется вверх к головке цилиндра (точка 6) и остается в этом положении до тех пор, пока давление в буферной полости будет выше давления в рабочей полости.

В некоторый момент рабочий поршень останавливается и начинает подниматься вверх (точка 7) под действием превосходящего давления в буферной полости. Поскольку процесс сжатия все еще продолжается, равенство давлений мгновенно восстанавливается (точка 8), а затем давление в рабочей полости будет превышать давление в буферной полости. При таком положении вытеснитель начинает двигаться вниз до соприкосновения с рабочим поршнем в точке 9, и далее цикл вновь повторяется, но без начальной стадии 0-4.

Схема p, V -диаграммы для всей системы показана на рис. 10-1. На практике за один рабочий цикл двигатель не выходит на установившийся режим в отличие от описанного выше.

Применение двигателей Била. Двигатель Била может быть источником мощности при соединении колеблющегося рабочего поршня с нагрузкой. На рис. 10-2 показан один из вариантов двигателя Била, работающий как газовый компрессор. Поршень и цилиндр компрессора расположены коаксиально относительно рабочего поршня

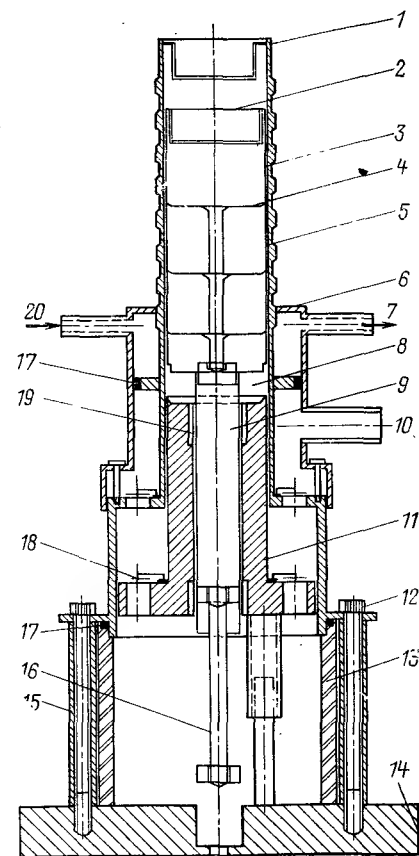


Рис. 10-2. Двигатель Стирлинга свободнопоршневого типа (Била), работающий как воздушный компрессор. 1 — цилиндр; 2 — горячая полость (расширения); 3 — вытеснитель; 4 — теплозащитный экран на эпоксидной смоле; 5 — кольцевой регенератор; 6 — воздушный насос и водяная рубашка охлаждения; 7 — выход холодной воды; 8 — холодная полость (сжатия); 9 — шток вытеснителя; 10 — выход воздуха; 11 — рабочий поршень; 12 — болты крепления; 13 — цилиндр из оргстекла; 14 — основание; 15 — распорная втулка; 16 — шток вытеснителя; 17 — уплотнительное кольцо; 18 — створчатый клапан; 19 — уплотнение из материала RULON; 20 — вход холодной воды.

и цилиндра двигателя. Эгби (Agbi, 1971 г.) проводил систематические исследования двигателя такого типа. Характерный вид перемещений рабочего поршня и вытеснителя, периодическое изменение давления, а также общая p , V -диаграмма двигателя приведены на рис. 10-3.

В другом варианте, показанном на рис. 10-4, двигатель Била может быть сконструирован таким образом, что легкий корпус цилиндра и легкий вытеснитель сочетаются с очень тяжелым поршнем. Для обеспечения контролируемого движения цилиндра он помещен в направляющей втулке. В такой конструкции колеблются цилиндр и вытеснитель, а поршень остается неподвижным. Нижний торец цилиндра может быть подсоединен к плунжеру гидравлического насоса, а к верхнему торцу подводится теплота от продуктов сгорания топлива или от солнечного концентратора. С такой конструкцией двигателя, работающего от солнечной энергии, проф. Бил добился очень эффективной работы водяного насоса.

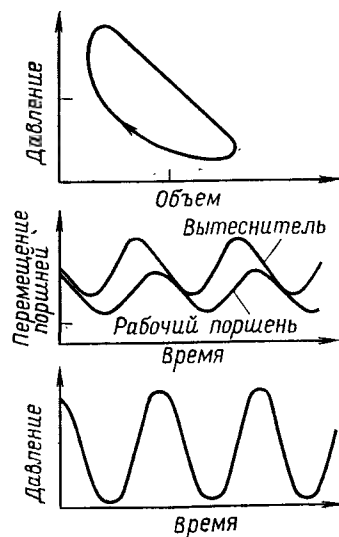


Рис. 10-3. Характеристики двигателя Стирлинга свободнопоршневого типа (Била), работающего как воздушный компрессор (по данным Эгби, 1971 г.).

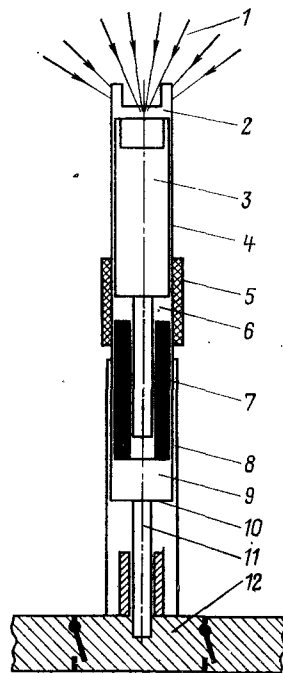


Рис. 10-4. Схема свободнопоршневого двигателя Стирлинга, работающего на солнечной энергии, для привода водяного насоса.

1 — концентратор солнечных лучей; 2 — полость расширения; 3 — вытеснитель; 4 — кольцевой регенератор; 5 — теплообменник охлаждения змеевикового типа; 6 — полость сжатия; 7 — рабочий поршень; 8 — направляющая втулка; 9 — буферная полость; 10 — цилиндр; 11 — плунжер насоса; 12 — створчато-клапанный насос.

Другие возможности использования двигателя предусматривают либо магнит и генераторную обмотку для получения от системы электроэнергии, либо сдвоенную конструкцию установки, в которой свободнопоршневой двигатель является приводом холодильной машины со свободным поршнем, так что простая труба, нагретая на одном конце, становится холодной на другом. Для бытовых и промышленных печей, работающих на жидком топливе или природном газе, зачастую требуются маломощные источники электроэнергии для привода вентиляторов или водяных насосов. При прекращении подачи электроэнергии порой возникает ряд трудностей, несмотря на то, что газ или мазут (дающие 99,9% энергии) пока недефицитны. Поэтому для замены электродвигателей для таких случаев имеется потребность в приводных системах, работающих от внешнего подвода теплоты. Обычные режимы сжигания топлива отвечают требованиям работы таких приводов. Здесь важно отметить, что термодинамический к. п. д. не имеет значения, так как топливо сжигается главным образом для обеспечения нагрева. В этом случае начальная стоимость, надежность и способность к самостоятельному запуску являются важными критериями. По-видимому, рассмотренные случаи — идеальные области применения двигателей Била.

10-2. ГИБРИДНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ СО СВОБОДНЫМ ВЫТЕСНИТЕЛЕМ И КРИВОШИПНО-ШАТУННЫМ ПРИВОДОМ РАБОЧЕГО ПОРШНЯ

Исследования свободнопоршневых двигателей Била стимулировали изобретение в университете Калгари гибридной машины со свободным вытеснителем и кривошипно-шатунным приводом рабочего поршня. Свободнопоршневые двигатели заманчивы своей простотой. Однако если они не предназначены для работы в качестве насосов или компрессоров, то затруднительно использовать энергию возвратно-поступательного движения его отдельных элементов, поскольку многие агрегаты приводятся в действие вращающимися валами.

Гибридная машина является попыткой объединить достоинства простой конструкции свободнопоршневого двигателя с распространенностью и большой применяемостью цилиндропоршневого блока и кривошипно-шатунного узла. Одна из привлекательных сторон гибридной машины заключается в том, что ее нижняя часть — рабочий поршень, цилиндр и кривошипно-шатунный механизм могут быть обычными узлами двигателей внутреннего сгорания. Имеющийся производственный опыт, сборочные приспособления и инструменты, а также различная арматура обычных двигателей внутреннего сгорания могут быть использованы и для гибридной машины, позволяя тем самым снизить стоимость двигателей Стирлинга до уровня, почти сравнимого со стоимостью других поршневых машин.

Схема поперечного сечения гибридного одноцилиндрового двигателя показана на рис. 10-5. Картер, коленчатый вал, шатун, цилиндр и рабочий поршень (часть двигателя ниже линии X—X) могут быть обычными узлами двигателей внутреннего сгорания, работающих на газообразном или жидком топливе. Для постановки газонепроницаемого уплотнения рабочий поршень изменен;

он имеет удлиненный вертикальный стержень, являющийся в своей верхней части пустотелым штоком вытеснителя, на котором находится фиктивный поршень. Полость между фиктивным и рабочим порш-

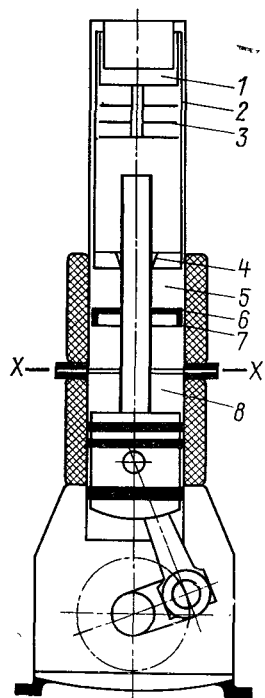


Рис. 10-5. Гибридный двигатель Стирлинга со свободным вытеснителем и кривошипно-шатунным приводом рабочего поршня¹.

1 — полость расширения; 2 — вытеснитель; 3 — теплозащитный экран; 4 — уплотнение вытеснителя; 5 — полость сжатия; 6 — фиктивный поршень; 7 — уплотнение поршня; 8 — буферная полость.

нями соединена с внутренним объемом вытеснителя и вместе с ним составляет буферную полость. Рабочий объем — это объем в цилиндре выше фиктивного поршня; он подразделен (вытесни-

¹ Эта машина динамически подобна свободнопоршневому двигателю и дает возможность отводить полезную работу двигателя на вращающийся вал.

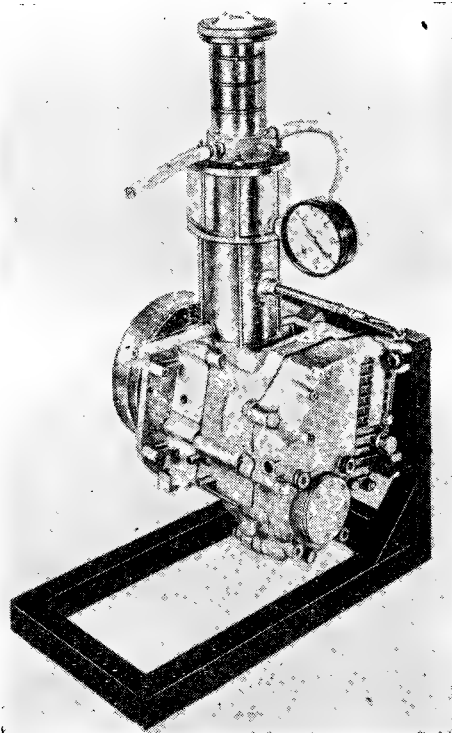


Рис. 10-6. Прототип гибридного двигателя с использованием картера от серийно выпускаемого двигателя фирмы «Хонда».

телем) на полость сжатия (ниже вытеснителя) и полость расширения (над вытеснителем).

Двигатель работает точно так же, как и описанный выше свободнопоршневой двигатель Била. Легкий вытеснитель быстро реагирует на перепад давления между буферной и рабочей полостями. Рабочий поршень, коленчатый вал, маховик и шатун скомбинированы так, чтобы создать динамический эквивалент тяжелого поршня с большой инерцией, характерный для двигателя Била.

На рис. 10-6 показан опытный вариант гибридного двигателя, сконструированного в университете Калгари, в котором был использован обычный картер от серийно выпускаемого одноцилиндрового двигателя фирмы «Хонда» (Honda). Этот двигатель был куплен за 97 долл. в 1970 г., и, по крайней мере, половина его узлов была

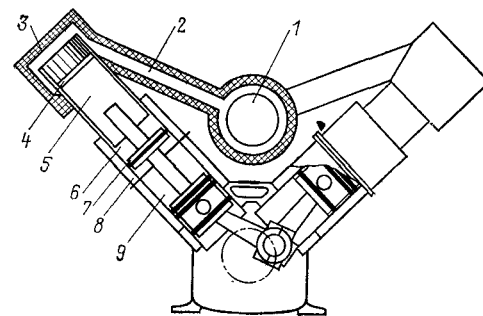


Рис. 10-7. Схема гибридного двигателя Стирлинга, выполненная по типу обычных V-образных двигателей.

1 — камера сгорания; 2 — тепловая труба с жидкометаллическим теплоносителем; 3 — тепловая изоляция; 4 — полость расширения; 5 — свободно движущийся вытеснитель; 6 — полость сжатия; 7 — поршень; 8 — система охлаждения; 9 — буферная полость.

заменена с целью приспособить его для работы в качестве преобразователя. До сих пор гибридный двигатель с электроподогревом не показал удовлетворительной работы из-за того, что после нескольких оборотов нарушается фазовое смещение поршней. Двигатель не имеет предпочтительного направления вращения и работает одинаково хорошо (или, возможно, плохо) при любом направлении вращения. Кроме того, на ранней стадии разработки двигатель имел неудовлетворительные характеристики при останове в одном направлении и повторном пуске в другом. Ожидается, что все эти проблемы по мере понимания работы двигателя будут разрешаться.

Общий вид возможного варианта гибридного двигателя показан на рис. 10-7, где дано поперечное сечение обычного двигателя внутреннего сгорания, выполненного по схеме V8 и переделанного в гибридный двигатель. В схеме предусмотрена общая камера сгорания (по типу камер авиационных двигателей), соединяемая с каждым из цилиндров тепловыми трубами с жидкометаллическим теплоносителем. Буферные полости всех цилиндров объединены

в один общий объем. Для двигателя с номинальной мощностью 14,7—22 кВт (20—30 л. с.), что составляет десятую часть мощности двигателя V8, рабочим телом может быть воздух с давлением в несколько атмосфер. Ожидается, что эффективный к. п. д. будет составлять примерно 20%.

10-3. ДВУХКОМПОНЕНТНЫЕ ДВУХФАЗНЫЕ РАБОЧИЕ ТЕЛА

Как одна из возможностей повышения давления для увеличения удельной мощности двигателя в университете Калгари исследовалось двухкомпонентное двухфазное рабочее тело.



Рис. 10-8. Влияние уровня среднего давления на диапазон изменения давления и на выходную мощность двигателя ($V_{\max}/V_{\min}=2$; $p_{\max}/p_{\min}=2,5$).

В этом случае, как видно из диаграммы, увеличение среднего давления от 1,75 до 5,25, т. е. в 3 раза, ведет к увеличению диапазона изменения давления от начального его значения, равного $2,5 - 1 = 1,5$, до значения $(7,5 - 3) = 4,5$, т. е. также в 3 раза. Тогда как отношение давлений неизменно, диапазон изменения давления растет и площадь в p, V -координатах увеличивается; вследствие этого производится большая работа и удельная мощность возрастает.

Повышение удельной мощности при увеличении диапазона изменения давлений может быть достигнуто при условии возможности увеличения отношения объемов $V_{\max}/V_{\min}$. Однако трудно создать машину с отношением объемов, большим чем 2,5 : 1. При использовании газообразного рабочего тела единственным способом

Из анализа, проведенного ранее по теории Шмидта, ясно, что одним из путей повышения удельной мощности данного двигателя является увеличение либо среднего, либо максимального давления рабочего тела. Экспериментально доказано, что повышение выходной мощности двигателя с ростом давления фактически линейно; однако существует хотя и слабая, но прогрессирующая тенденция уменьшения коэффициента пропорциональности из-за ограничений по теплообмену и эффектам внутреннего трения. Физическое объяснение повышения мощности при увеличении давления может быть получено при рассмотрении рис. 10-8. Схематично изображенная диаграмма характеризует такую машину, в которой отношение объемов $V_{\max}/V_{\min}$, равное 2, связано с отношением давлений $p_{\max}/p_{\min}$, равным 2,5. В первом приближении увеличение давления не должно влиять на отношение давлений, но оно влияет на диапазон

давлений, но оно влияет на диапазон

расширить диапазон изменения давления является повышение среднего давления. По этому направлению следует фирма «Филипс», и как результат — появление машин с давлением водорода или гелия до нескольких сотен атмосфер. Другой возможностью для увеличения диапазона изменения давлений (но при низком среднем давлении) является использование рабочего тела, изменяющего фазовое состояние при переходе из полости сжатия в полость расширения, т. е. перехода рабочего тела из жидкого состояния в парообразное. Для любого конкретного рабочего тела при температуре меньше критической удельный объем насыщенной жидкости значительно меньше удельного объема насыщенного пара. Использование рабочего тела с фазовыми переходами может, таким образом, дать тот же эффект, что и увеличение отношения объемов $V_{\max}/V_{\min}$, т. е. привести к расширению диапазона изменения давлений. Простейшая иллюстрация влияния этого эффекта приведена на рис. 10-9. В этом случае среднее рабочее давление $p_{\text{ср}}$ выше, чем первоначальное давление наполнения $p_{\text{нап}}$, определяемое у «холодного» (неработающего) двигателя, когда компонент, способный к фазовому превращению, находится в жидкой фазе. Отношение давлений $p_{\max}/p_{\min}$ и диапазон изменения давления выше, чем в случае использования однокомпонентного однофазного рабочего тела. Выходная мощность увеличивается и улучшается теплопередача вследствие процессов испарения и конденсации.

Предварительные расчеты, весьма идеализированные, показали существенное увеличение удельной мощности (приблизительно в 2—3 раза) от применения двухфазного двухкомпонентного рабочего тела. В настоящее время в качестве такого рабочего тела изучается вода и воздух, но нет никаких причин, чтобы не использовать другие компоненты при условии, что они будут предпочтительней с точки зрения термодинамики и экономически доступны.

Гибридная машина (с использованием в основном обычных узлов двигателя внутреннего сгорания и работающая при умеренных средних давлениях двухфазного двухкомпонентного рабочего тела) может привести к созданию недорогого высокоэффективного двигателя Стирлинга.

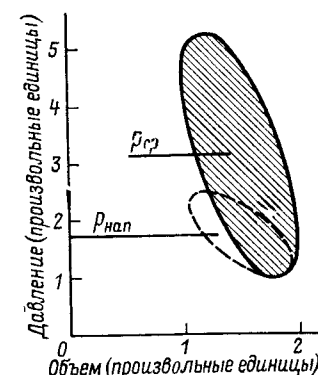


Рис. 10-9. Влияние двухфазного двухкомпонентного рабочего тела на диапазон изменения давления и на выходную мощность двигателя.

10-4. МАШИНА ВЮЛЕМЬЕРА

Машина Вюлемьера (Vuilleumier), относящаяся к одному из видов криогенных газовых машин с подводом теплоты, получила развитие в США недавно; ее принцип действия был описан Финкельштейном (1970 г.) при обзоре работ Мэйджи и др. (Magee e. a., 1969) и Питчера и др. (Pitcher e. a., 1970 г.).

Схема машины Вюлемьера изображена на рис. 10-10 и по своему замыслу подобна сдвоенной машине, описанной в гл. 9. Она имеет один картер и состоит из двух цилиндров с вытеснителями, один из которых больше другого. Вытеснители имеют общий коленчатый вал и вследствие этого их движение одновременное, но со сдвигом по фазе. На рисунке показаны регенеративные вытеснители, но могут быть использованы в одном или обоих цилиндрах и обычные. Для их привода к коленчатому валу подводится внешняя работа. Необходимо отметить, что подводимая к машине мощность очень мала, поскольку требуется работа только на преодоление внутреннего трения в рабочем теле и механического трения движущихся частей.

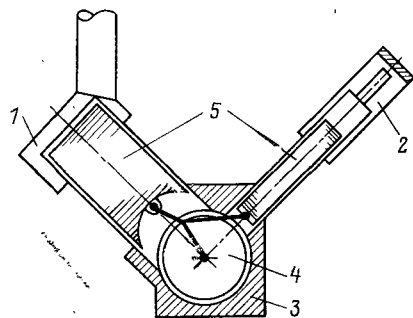


Рис. 10-10. Схема машины Вюлемьера.

1 — подвод теплоты в полость расширения при высокой температуре; 2 — отвод теплоты из окружающей среды при низкой температуре в полость расширения; 3 — отвод теплоты в систему охлаждения при атмосферной температуре; 4 — подвод внешней механической работы; 5 — регенеративные вытеснители.

Внешней работы для сжатия или расширения рабочего тела *не требуется*, она нужна лишь для вытеснения рабочего тела из одной полости в другую.

В машине помимо двух регенераторов имеются еще три других теплообменника: нагреватель на головке большого цилиндра, морозильная камера на головке малого цилиндра и холодильник в нижней части цилиндров, расположенный вне картера; картер в этой машине является общей частью контура рабочего тела.

Машина работает следующим образом. При возвратно-поступательном движении вытеснителя большого цилиндра масса рабочего тела попеременно перемещается между горячим верхним концом цилиндра и холодным его концом, расположенном в картере. Это вызывает изменение давления рабочего тела; давление максимальное, когда рабочее тело находится в горячем конце цилиндра, и минимальное, когда оно находится в холодном конце. Циклическое изменение давления используется в меньшем цилиндре для достижения необходимого эффекта охлаждения в его верхней части. Движение вытеснителя меньшего цилиндра осуществляется так, что он находится в картере в конце рабочего хода во время процесса

расширения рабочего тела (т. е. в момент охлаждения жидкости на верхнем конце цилиндра), когда давление в результате перемещения вытеснителя в большом цилиндре меняется от максимального до минимального.

Машина Вюлемьера трудно поддается классификации. Действительно, это комбинация двух машин, работающих по циклу Эриксона с одним цилиндром и регенеративным вытеснителем и имеющих постоянный рабочий объем и внешний привод; но в данном случае машина не имеет клапанов, и, по принятому ранее произвольному определению, она относится к категории машин Стирлинга. Машина Вюлемьера аналогична сдвоенной машине Стирлинга, но без рабочих поршней; данное обстоятельство представляет исключительное преимущество, поскольку количество движущихся узлов уменьшается вдвое. Основной недостаток машины — необходимость внешнего, хотя и маломощного привода. Кроме того, отсутствие рабочих поршней может ограничить степень изменения давления, которая могла бы быть достигнута, а это, следовательно, ограничивает и холодопроизводительность. По-видимому, машина Вюлемьера как компактная высокоскоростная криогенная машина менее предпочтительна, чем сдвоенная машина Стирлинга; она не является автономной, хотя, если учесть ее простоту, может найти применение во многих областях; отсутствие рабочих поршней и уплотнений — ее основные преимущества.

10-5. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ, ОТНОСЯЩИЕСЯ К ИССЛЕДОВАНИЯМ В ОБЛАСТИ РЕГЕНЕРАТОРОВ И ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Из гл. 7 следует, что существующие методы проектирования регенеративных (и других) теплообменников неудовлетворительны. Исследования в этой области могут быть предприняты на инженерных факультетах университетов, но при этом должен быть достигнут достаточно высокий уровень понимания проблемы, с тем чтобы результаты исследований могли быть применимы к решению практических вопросов; что касается технической литературы по регенеративным теплообменникам, то она находится в различных источниках и не относится непосредственно к машинам Стирлинга.

На начальной стадии работы экспериментальные исследования регенераторов более предпочтительны, чем чисто теоретические, и должны включать научные исследования очень малых времен дутья, периодических изменений в широком диапазоне давлений, массовых расходов и плотности рабочего тела. Они должны проводиться с особым вниманием к влиянию пористости и внутренним потерям на трение. Эксперименты с регенеративными насадками, проведенные при давлениях и температурах, близких к атмосферным, и при медленно изменяющихся условиях, почти или совсем неприменимы к регенераторам машин Стирлинга. Для таких регенераторов, по-видимому, нет лучшей модели для испытаний, чем сама машина Стирлинга. Так, в ходе экспериментов рекомендова-

лось отдавать предпочтение изучению изолированных регенераторов. Попытки неопытных экспериментаторов создать исследовательский образец почти всегда будут приводить к созданию машины настолько неудовлетворительной по тепловым характеристикам, что наилучшие ее результаты получаются при снятии регенератора. В этом случае можно использовать достаточно совершенную и единственно имеющуюся в продаже криогенную газовую машину типа А фирмы «Филипс». Сейчас выпускается достаточно много таких машин, и для экспериментов могут быть использованы уже работавшие (или негодные для продажи по какой-либо причине) машины.

Типичными проблемами в этой области, требующими изучения, в настоящее время являются определение предпочтительного соотношения длины и диаметра насадки, технология набивки насадки, ее материал, где существенное значение имеет теплоемкость; изучение влияния потерь внутреннего трения и поверхностей теплообмена, влияния изменения плотности рабочего тела и частоты изменения направления потока на характеристики насадки. Возможность подобных исследований существует для рекуперативных нагревателей и холодильников. Материалы, предпочтительные размеры ребер, пазов, отверстий, отношения длин к диаметрам, необходимость учета пульсации потока при значительном изменении диапазона давлений, плотность и массовый расход газа при относительно высокой чистоте вращения машины — все это вопросы, требующие создания расчетных методик.

Оптимальные расчетные графики. Другой возможной областью исследований в университете является построение оптимальных расчетных графиков. Результирующие графики, основанные на теории Шмидта, были приведены в гл. 5. Идеализация, свойственная этой теории, искажает графики непонятным в настоящее время образом. Поэтому для создания действительных графиков необходимы тщательные экспериментальные исследования (если это, конечно, возможно), что обеспечит прочную основу для будущих разработок.

Уплотнения и подшипники. Уплотнения и подшипники для двигателей Стирлинга важны в большей степени, чем для других машин.

Выходная мощность двигателя Стирлинга в зависимости от давления рабочего тела в относительных единицах приведена на рис. 10-11. Теоретическая мощность двигателя OA характеризуется прямой линией, проведенной из начала координат. Потери Δp , обусловленные механическим трением, вызывают смещение теоретической характеристики выходной мощности до линии BC . Потери ΔF , обусловленные гидравлическим сопротивлением и являющиеся функцией частоты вращения или плотности рабочего тела, видоизменяют характеристику выходной мощности до кривой BD . Потери ΔR от загрязнения регенератора приводят к дальнейшему уменьшению выходной мощности; кривая EF — действительная характеристика выходной мощности двигателя. Верхняя кривая, соответствующая линейной зависимости выходной мощности двига-

теля от давления рабочего тела, рассчитана по теории Шмидта. Эта мощность должна быть уменьшена на величину Δp , обусловленную потерями на механическое трение в подшипниках и уплотнениях. Из предположения, что значение Δp — постоянно, получена кривая C . На практике потери мощности увеличиваются с повышением давления рабочего тела, а влияние внутреннего трения и ограничение теплообмена становятся все более значительными; исходя из этих соображений и получена нижняя кривая.

Из кривых на рис. 10-11, ясно видно, что для двигателей с относительно низким давлением рабочего тела весьма важно обеспечить минимальное трение в подшипниках и уплотнениях, чтобы не допустить возрастание этих потерь до значения соразмерного выход-

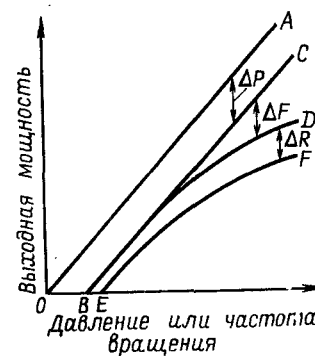


Рис. 10-11. Выходная мощность двигателя Стирлинга в зависимости от давления рабочего тела.

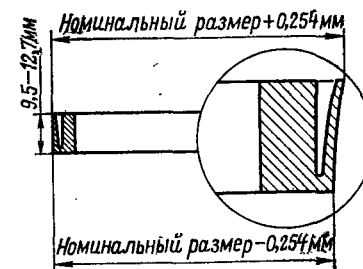


Рис. 10-12. Эскиз уплотнения из материала RULON (по данным Била, университет штата Огайо).

ной мощности. Поэтому рекомендуется применять подшипники со смазкой, однако при этом возникает проблема уплотнений. Для сохранения постоянного давления в машине, а следовательно, и выходной мощности масса рабочего тела должна быть также постоянной. При использовании смазочного масла очень важно во избежание загрязнения поверхностей регенератора и теплообменников не допустить попадания масла в рабочий объем машины. Загрязнение теплообменных поверхностей увеличивает гидравлическое сопротивление в регенераторе и приводит ко все более возрастающим потерям выходной мощности двигателя.

Вопрос загрязнения маслом рабочего объема является одним из основных. Для решения проблемы уплотнения было бы лучше использовать не стандартные, смазываемые маслом коренные подшипники, а другие. Для этого имеются две возможности: использовать либо герметические, предварительно смазанные шариковые (или роликовые) подшипники, либо несмазываемые фторографитовые подшипники. Герметические, предварительно смазанные роликовые подшипники из-за уплотнений и консистентной смазки имеют отно-

сительно высокие потери на трение. Они также имеют ограничения по ресурсу и частоте вращения. Более важным является то, что они неразъемны, а для сборки подшипника шатуна, соединяемого с кривошипом, требуется составной коленчатый вал из двух частей. Это приводит к удорожанию, усложнению и малой жесткости по сравнению с цельным коленчатым валом. Фторографитовые подшипники с сухой смазкой (или без смазки) более гибки и позволяют использовать различные конструкции, в том числе и неразъемные. Однако они характеризуются относительно высоким коэффициентом трения и высокой степенью износа по сравнению с обычными коренными подшипниками с масляной смазкой. Фторографитовые материалы для подшипников имеются в широком диапазоне типоразмеров как в чистом виде, так и в комбинации с различными наполнителями, улучшающими их свойства. Наилучшие результаты достигнуты при использовании материала RULON, выпускаемого в Англии фирмой «Кроссли» (Grossley).

Один из вариантов конструкции газового уплотнения для возвратно-поступательно движущихся элементов из материала RULON, разработанный проф. Билом, показан на рис. 10-12. Уплотнение сделано из ленты или трубы («чулка») материала RULON и обработано механически таким образом, что диаметр верхнего края уплотнения на 0,254 мм больше номинального диаметра (равного 50,8 мм). Оно суживается к нижнему торцу до диаметра нижнего края, на 0,254 мм меньшего номинального диаметра, и надрезается таким образом, что остается тонкий гибкий выступ высотой около 9,5 мм по периферии. Уплотнение устанавливается на рабочем поршне с помощью эпоксидного клея и, будучи вставлено в цилиндр, плотно прилегает к его стенке. Очень скоро уплотнение становится относительно свободным, а после нескольких движений рабочего поршня выступ раскрывается. Цилиндр должен быть выполнен из твердого металла, отшлифован и отполирован.

ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ

НЕКОТОРЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Несколько советов, заслуживающих внимания, при конструировании машин Стирлинга.

Быть реалистами. Легко сделаться оптимистом и восторженно относиться к потенциальным возможностям машин Стирлинга. Необходимо признать, что двигатель фирмы «Филипс» — это результат длительной, 35-летней работы большой группы высококвалифицированных инженеров, имеющих тесный контакт со многими иностранными компаниями, а сама фирма занимает, вероятно, одно из ведущих мест в мире в исследовательских работах. Но, несмотря на это, ни один из двигателей Стирлинга не был продан фирмой

«Филипс». Следует также отметить, что «Дженерал моторс», одна из крупнейших мировых корпораций, работала по лицензиям фирмы «Филипс» еще с 1958 г. и после 20-летних значительных достижений прекратила эти работы. В то же время фирма «Филипс» и две другие фирмы, работающие по ее лицензиям, ведут работы, очевидно, стимулированные мотивами прибыли, тем самым показывая, что они рассматривают исследования по двигателям Стирлинга как заслуживающие внимания. Результатом увеличивающейся заботы общества об охране окружающей среды является принятие законодательства о чистых, бесшумных двигателях, что, несомненно, приведет к увеличению стоимости и к усложнению двигателей внутреннего сгорания и тем самым обеспечит благоприятную возможность двигателям Стирлинга успешно конкурировать с существующими двигателями для транспортных систем. Поэтому в предстоящее десятилетие будет складываться интересная ситуация, исход которой трудно предсказать.

С осторожностью выбирать рынки сбыта. Разработка двигателей Стирлинга как жизнеспособной замены бензиновых двигателей внутреннего сгорания и дизелей — трудная и почетная задача, но требует огромных затрат и времени.

Вероятно, имеет смысл рассмотреть менее масштабные области техники, где конкуренции (такой, как с двигателями внутреннего сгорания) не существует. Очевидно, к ним относятся те небольшие области применения двигателей Стирлинга, где требуются установки с автономной и надежной работой электрогенераторов с использованием химической, ядерной или солнечной энергии. В этом случае общий коэффициент преобразования энергии в установке около 20% является вполне удовлетворительным, поскольку единственный конкурент — термоэлектрические генераторы имеют от 4 до 7%. Широкая возможность выбора как радиоизотопного, так и других видов топлив вполне достаточна, чтобы окупить дорогую, вручную сделанную машину. Заказчиков таких систем очень много. К ним относятся все государственные береговые службы, связанные с навигацией, гражданские и военные ведомства, а также железнодорожные компании. Их заинтересованность простирается от очень небольших машин (мощностью 20—50 Вт) до двигателей мощностью в несколько киловатт. Двигатели должны быть простыми по конструкции, несложными в эксплуатации, с умеренными средними значениями удельной мощности и с приемлемыми эффективными к. п. д.

Существует рынок сбыта и для небольших и дешевых электрогенераторов, работающих на солнечной энергии и способных обеспечить зарядку аккумуляторов в дневное время, которые затем используются для освещения. По-видимому, аналогичное применение имеется и для водяных насосов с приводом от двигателей, преобразующих солнечную энергию. Двигатели Стирлинга мощностью до 7,35 кВт (10 л. с.) (сравнительно большие, бесшумные, надежные, малооборотные, со средним значением эффективного к. п. д.,

работающие на природном топливе) могут заинтересовать владельцев яхт для использования в качестве силовой установки и источника электроэнергии. Машины, работающие по обратному циклу Стирлинга, могут найти применение в целом ряде рефрижераторных установок (или в кондиционерах воздуха) в транспортных системах или в общественных зданиях как с электрическим приводом, так и с приводом от двигателя, составляющих единый блок.

Избегать сложностей. История двигателей Стирлинга содержит много претенциозных примеров, усугубленных неудачами. Для того чтобы вникнуть в какую-нибудь область, необходимо получить опыт на небольшой одноцилиндровой машине. Вначале нужно избегать применения сильфонов, диафрагм, сложных механизмов, клапанов и материалов с неизвестными свойствами: их можно будет применить в двигателях несколько позже, если после серии экспериментов они еще будут казаться заманчивыми. Далее необходимо также избегать соблазна сделать конструкцию двигателя настолько гибкой, чтобы можно было изменять в широком диапазоне любой из его параметров. Это — общая ошибка, и почти всегда она приводит к компромиссной конструкции двигателя со множеством фланцев и с относительно массивными теплопроводными узлами.

Теплообменники. Тепловые потоки в двигателе чрезвычайно важны для достижения успеха. Мы должны отделить горячую и холодные зоны в машине, используя, возможно, для этого длинный кольцевой регенеративный канал, как об этом уже говорилось в гл. 7. В целях уменьшения тепловых потерь влияние теплопроводных частей должно быть сведено до минимума путем использования тонких стенок деталей; кроме того, должна быть предусмотрена также и тепловая изоляция (теплозащитные экраны от излучения и теплопроводности).

В конструкции машины должно быть всегда использовано водяное охлаждение, поскольку коэффициент теплопередачи от рабочего тела к жидкости на несколько порядков выше, чем в случае охлаждения газом. Теплообмен между горячим газом и стенкой и между стенкой и рабочим телом как в холодной, так и в горячих зонах двигателя должен быть улучшен использованием развитых поверхностей.

Конструкционные материалы. Лучшим материалом для уплотнений и подшипников является материал марки RULON. В первых образцах двигателей нет необходимости в закалке или в нанесении покрытия на трущиеся поверхности деталей, изготовленных из мягкой или нержавеющей стали, кроме твердого анодирования алюминиевых трущихся поверхностей. В предварительных испытаниях RULON может быть смазан вязким светлым машинным маслом. Это является лучшим способом разрешить проблему длительной смазки и лучшим направлением в изучении этого вопроса.

Следует избегать также использования в качестве рабочего тела двигателя водорода или гелия: водород опасен, а гелий дорог. Использование этих газов во всех случаях, за исключением экспери-

ментальных двигателей, повлечет за собой почти неразрешимые проблемы уплотнений. Вместо этого рекомендуется использовать воздух. В этом случае воздух может быть быстро восполнен с помощью небольшого насоса с приводом от двигателя.

Далее в первых образцах машин следует избегать применения специальных высокотемпературных сплавов. Они дорогие, труднообрабатываемые и могут оказаться ненужными. Для горячей зоны можно использовать обычную нержавеющую сталь, а для остальных частей двигателя — малоуглеродистую сталь или алюминий.

Экономичность в изготовлении. При изготовлении необходимо избегать лишних операций, но это ни в какой мере не должно отражаться на самой конструкции. Часто отдельные узлы наиболее выгодно изготовить из целой массивной заготовки, в то время как в серийном производстве могут быть использованы либо литые детали, либо уже готовые узлы. Для уменьшения тепловой инерции не рекомендуется применять различные соединения в зоне высоких температур, такие как фланцевые или другие соединения, прокладки и т. д.; лучше в этом случае обходиться без сварки с помощью простой пайки с малой массой применяемого металла.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Agarwal, P. D., Mooney, R. J. and Toepel, R. P. (1969). Stirlec I, a Stirling electric hybrid car. S. A. E. Paper 690074.
- Agbi, T. (1971). The Beale free-piston engine. M. Sc. Thesis, University of Calgary.
- Anon. (1968). Smogless Stirling engine promises new versatility. Prod. Eng. (Feb.) 31—3.
- Anzelius, A. (1926). Über erwärmung vermittelt durchstromender medien. Z. angew. Math. Mech. 6, 291—4.
- Bahnke, G. D. and Howard, C. P. (1964). The effect of longitudinal heat conduction on periodic-flow heat-exchanger performance. J. Engng Pwr. A86, 105—20.
- Bayley, F. J., Edwards, P. A. and Singh, P. P. (1961). The effect of flow pulsations on heat transfer by forced convection from a flat plate. Int. Heat. Trans. Conf., A.S.M.E., Boulder, Colorado, U.S.A. 494—509.
- Beale, W. (1969). Free-piston Stirling engines — some model tests and simulations. S.A.E. Paper 690230, S.A.E. Auto Eng. Congr., Detroit, U.S.A.
- Boestad, G. (1938). Die wärmeübertragung im Ljungstrom luftwärmer. Feuerungstechnik. 26, p. 282.
- De Brey, H., Rinia, H. and van Weenan, R. L., (1948). Fundamentals for the development of the Philips air-engine. Philips. Tech. Rev. 9, 97—104.
- Buck, K. E. (1968). Experimental efforts in Stirling engine development. A.S.M.E. Paper No. 68-WA-Ener 3.
- Cayley, G. (1807). Nicholson's Journal (November), p. 206 (letter).
- Coppage, J. (1952). Heat-transfer and flow-friction characteristics of porous media, Thesis, Stanford University, U.S.A.
- Coppage, J. E. and London, A. L. (1953). The periodic-flow regenerator — a summary of design theory. Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. 75, 779—87.
- Coppage, J. E. and London, A. L. (1956). Heat-transfer and flow-friction characteristics of porous media. Chem. Engng Prog. 52, No. 2 (Feb.), 56—7.
- Creswick, F. A. (1957). A digital computer solution of the equation for transient heating of a porous solid, including the effects of longitudinal conduction. Ind. Math. 8, 61—8.
- Creswick, F. A. (1965). Thermal design of Stirling-cycle machines. S.A.E. Paper 949C, Int. Auto Eng. Congr. Detroit, U.S.A.
- Daniels, A. and Du Pre, F. K. (1971). Miniature refrigerators for electronic devices. Philips Tech. Rev. 32, No. 2, 49—56.
- Darling, G. B. (1959). Heat transfer to liquids in intermittent flow. Petroleum, (May), 177—8.
- Davis, S. J. and Singham, J. R. (1951). Experiments on a small thermal regenerator. General discussion on heat transfer. I. Mech. E. London, pp. 434—5.
- Denham, F. R. (1953). A study of the reciprocating hot-air engine. Durham University Ph. D. Thesis.
- Dros, A. A. (1965). An industrial gas refrigerating machine with hydraulic piston drive. Philips Tech. Rev. 26, 297—308.
- Emerson, D. C. (1959). Effect of regenerator matrix arrangements on the performance of a gas refrigerating machine. Durham University B. Sc. Hons. Thesis.

- Fabbri, S. (1957). Hot-air engines and the Stirling cycle. Metano. 11, 1—9.
- Finkelstein, T. (1952). Theory of air cycles with special reference to the Stirling cycle. Ph. D. Thesis, University of London.
- Finkelstein, T. (1953). Self-acting cooling cycles. D.I.C. Thesis, Imperial College, London.
- Finkelstein, T. (1959a). Air engines. Engineer. 207, 492—7, 522—7, 568—71, 720—3.
- Finkelstein, T. and Polanski, C. (1959b). Development and testing of a Stirling-cycle machine with characteristics suitable for domestic refrigeration. English Electric Report W/M (3A). U. 5.
- Finkelstein, T. (1961a). Generalized thermodynamic analysis of Stirling engines. S.A.E. Paper 118B (Annual winter meeting, Detroit).
- Finkelstein, T. (1961b). Optimization of phase angle and volume ratios in Stirling engines. S.A.E. Paper 118C (Annual winter meeting, Detroit).
- Finkelstein, T. (1961c). Regenerative thermal machines. Battelle Tech. Rev. (May).
- Finkelstein, T. (1961d). Conversion of solar energy into power. A. S. M. E. Paper No. 61-WA 297 (Annual winter meeting, New York).
- Finkelstein, T. (1962). Cyclic processes in closed regenerative gas machines analysed by a digital computer, simulating a differential analyzer. Trans. Am. Soc. Mech. Engr. B84, No. 1 (Feb.).
- Finkelstein, T. (1963). Analogue simulation of Stirling engines. Simulation. No. 2 (March). (Western Simulation Council Meeting, Los Angeles.).
- Finkelstein, T. (1964a). Analysis of practical reversible thermodynamic cycles. Paper No. 64-HT-37, Jt. A. I. Ch. E. and A.S.M.E. Heat Trans. Conf., Cleveland, Ohio.
- Finkelstein, T. (1964b.). Specific performance of Stirling engines. Third Conference on Performance of High Temperature, Systems, Pasadena, California.
- Finkelstein, T. (1965). Simulation of a regenerative reciprocating machine on an analog computer. S. A. E. Paper 949F (Annual winter meeting, Detroit).
- Finkelstein, T. (1967a). Thermophysics of regenerative energy conversion. A.I.A.A., Paper No. 67—216 (5th Aero Science meeting, New York).
- Finkelstein, T. (1967b). Thermodynamic analysis of Stirling engines. J. Spacecraft & Rockets. 4, No. 6.
- Finkelstein, T. (1970a). Thermocompressors, Vuilleumier and Solvay machines. 5th. I. E. C. E. C., Las Vegas, Nevada, U.S.A. (Sept.).
- Finkelstein, T., Walker, G. and Joschi, J. (1970b). Design optimization of Stirling-cycle cryogenic cooling engines, by digital simulation. Paper K4, Cryogenic Engineering Conference, Boulder, Colorado, U.S.A. (June).
- Fleming, P. B. (1962). An application of thermal regenerators to the production of very low temperatures. Sc. D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, U.S.A.
- Flynn, G., Percival, W. H. and Heffner, F. E. (1960). The G.M.R. Stirling thermal engine. S.A.E. Paper 118A.
- Furnas, C. (1932). Heat transfer from a gas stream to bed of broken solids. Bull. U. S. Bur. Mines. No. 361.
- Gamson, B. W., Thodors, G. and Hougen, O. A. (1963). Heat, mass and momentum transfer in the flow of gases through granular solids. Trans. Am. Inst. Chem. Engrs. 39, 1—35.
- Gifford, W. E. and Longworth, R. C. (1964). Pulse-tube refrigeration progress. Advances in cryogenic engineering, Vol. 10, Section M—U. Plenum Press, New York. pp. 69—79.
- Gifford, W. E. and Longworth, R. C. (1965). Surface heat pumping. Cryogenic Engineering Conference, Rice University, Houston, Texas, U.S.A.
- Glassford, A. P. M. (1962). An oil-free compressor, based on the Stirling cycle, M. Sc. Thesis, Dept. of Mech. Eng., M.I.T., U.S.A.

Goranson, R. B. (1968). Development of a simplified Stirling engine to power circulatory-assist devices. Proceedings of the 3rd Intersociety Energy Conversion Conference, Boulder, Colorado, U.S.A. (Aug.).
 Grashof, F. (1890). Theorie der kraftmaschinen. Hamburg.
 Hahnemann, H. (1948). Approximate calculation of thermal ratios in heat-exchangers including heat conduction in the direction of flow. National Gas Turbine Establishment Memorandum 36.
 Halley, J. A. (1958). The Robinson-type air engine. J. Stephenson Engng Soc. King's Coll. Newcastle. 2, No. 2, p. 49.
 Harmison, L. T., Martini, W. R., Rudnick, M. I. and Huffman, F. N. (1972). Experience with implanted radioisotope-fuelled artificial hearts. EN/IB 10, Proceedings of Second International Symposium on Power from Radioisotopes, O.E.C.D., Madrid (June).
 Harper, D. B. and Rohsenow, W. M. (1953). Effect of rotary regenerator performance on gas-turbine-plant performance. Trans. Am. Soc. mech. Engrs. 75, 759—65.
 Hausen, H. (1929). Über die theorie des warmeaustausches in regeneratoren. Z. angew Math. Mech. 9 (June), 173—200. (On the theory of heat exchange in regenerators. R. A. E. Library Translation, No. 126).
 Hausen, H. (1931). Naherungsverfahren zur berechnung des warmeaustausches in regeneratoren. Z. Angew Math. Mech. 11 (April), 105—14. (An approximate method of dimensioning regenerative heat-exchangers. R.A.E. Library Translation, No. 98).
 Hausen, H. (1942). Vervollständigte berechnung des warmeaustausches in regeneratoren. Z. ver. dt. ing. beifügt Verfahrenstechnik. No. 2, p. 31. (M.A.P. Reports and Translations, No. 312 (1946).)
 Havemann, H. A. and Narayan Rao, N. N. (1955). Studies for new hot-air engine. J. Indian Inst. Sci. B37, p. 224, and 38, p. 172.
 Havemann, H. A. and Narayan Rao, N. (1954). Heat transfer in pulsating flow. Nature. 174, No. 4418, p. 41.
 Heffner, F. E. (1965). Highlights from 6500 hours of Stirling-cycle operation. S.A.E. Paper No. 949D, Int. Auto Engr. Congress, Detroit, U.S.A.
 Henderson, R. E. and Dresser, D. L. (1960). Solar concentration associated with the Stirling engine. A.R.S. Space power-systems Conference (Sept.).
 Herschel, J. (1850). Making ice. The Athenaeum (Jan. 5), p. 22.
 Hogan, W. H. and Stuart, R. W. (1963). Design considerations for cryogenic refrigerators. A.S.M.E. Paper No. 63-WA-292.
 Hougen, J. O. and Piret, E. L. (1951). Effective thermal conductivity of granular solids through which gases are flowing. Chem. Engng Prog. 47, 295—303.
 Howard, C. P. (1963). Heat-transfer and flow-friction characteristics of skewed passage and glass-ceramic heat-transfer surfaces. A.S.M.E. Paper No. 63-WA-115.
 Howard, C. P. (1964). The single-blow problem including the effects of longitudinal conduction. A.S.M.E. Paper No. 64-GTP-11.
 Hurley, E. G. (1954). Tests on a twin piston Stirling-cycle engine, using internal combustion. Shell Thornton Report K. 121.
 Iliffe, C. E. (1948). Thermal analysis of the contra-flow regenerative heat-exchanger. Proc. Instn mech. Engrs. 159, 363—72.
 Jakob, M. (1957). Heat transfer, Vol. II. John Wiley and Sons, New York.
 Johnson, J. E. (1952). Regenerator heat-exchangers for gas turbines. Aero Research Council Technical Report, R & M. No. 2630.
 Jones, L. L. Jnr. and Fax, D. H. (1954). Perturbation solutions for the periodic-flow thermal regenerator. A.S.M.E. Paper No. 54-A-130.
 Joule, J. (1852). On the air engine. Phil. Trans. R. Soc. 142.
 Karavansky, I. I. and Meltser, L. Z. (1958). Thermodynamic investigations of the working cycle of the Philips machine. Proc. 10th Int. Cong. Refrigeration. 3—29, 209.
 Kays, W. M. and London, A. L. (1958). Compact heat-exchangers. McGraw-Hill, New York.

Kirk, A. (1874). On the mechanical production of cold. Proc. Inst. mech. Engrs. 37, 244—315.
 Kirkley, D. W. (1959). Continued work on the hot-air engine. Durham University, B. Sc. Hons. Thesis.
 Kirkley, D. W. (1962a). An investigation of the losses occurring in reciprocating hot-air engines. Durham University, Ph. D. Thesis.
 Kirkley, D. W. (1962b). Determination of the optimum configuration for a Stirling engine. J. Mech. Engng Sci. 4, No. 3, 204—12.
 Kirkley, D. W. (1965). A thermodynamic analysis of the Stirling cycle and a comparison with experiment. S.A.E. Paper 949B, Int. Auto Engr. Congress, Detroit, U.S.A.
 Köhler, J. W. L. and Jonkers, C. O. (1955a). Fundamentals of the gas refrigerating machine. Philips Tech. Rev. 16, 69—78.
 Köhler, J. W. L. and Jonkers, C. O. (1955b). Construction of a gas refrigerating machine. Philips Tech. Rev. 16, 105—15.
 Köhler, J. W. L. (1960). Prog. in cryogen. 2, 41—67.
 Köhler, J. W. L. (1965). The Stirling refrigeration cycle. Scien. Am. 212, No. 4, 119—27.
 Kolin, I. (1968). The Stirling cycle with nuclear fuel. Nucl. Eng. (Dec.), 1027—34.
 van der Laan, G. M. J. and Roozendaal, K. (1961). A snow separator for liquidair installations. Philips Tech. Rev. 23, No. 2, 48—54.
 Lambertson, T. J. (1958). Performance factors of a periodic-flow heat-exchanger. Trans. Am. Soc. mech. Engrs. 80, 586—92.
 Lienesch, J. H. and Wade, W. R. (1969). Stirling engine operating quietly with almost no smoke and odour, and with little exhaust emission. S.A.E. Journal. 40—44.
 Locke, G. L. (1950). Heat-transfer and flow-friction characteristics of porous solids. T.R. No. 10, Dept. of mech. Eng. Stanford University, U.S.A.
 Lucke, R., Damsz., G. and Daniels, A. (1967). Adaptation of rolling-type seal diaphragms to miniature Stirling-cycle refrigerators. Air Force Flight Development Laboratory, TR-67-96 (July).
 Magee, P. R. and Datring, R. (1969). Vuilleumier-cycle cryogenic refrigerator development. Technical Report, TR 68-69 U.S. Air Force Flight Dynamics Lab.
 Malone, J. F. J. (1931). A new prime mover. Jl. R. Soc. Arts, Vol. LXXIX. No. 4099, 680.
 Martinelli, R. C., Boelter, L. M. K., Winberge, F. B. and Yakahi, S. (1943). Heat transfer to a fluid flowing periodically at low frequencies in a vertical tube. Trans Am. Soc. mech. Engrs. 65, 789—98.
 Martini, W. R. (1968). A Stirling-engine module to power circulatory-assist devices. A.S.M.E. Paper No. 68-WA-Ener. 2.
 Martini, W. R., Johnson, R. P., and Noble, J. E. (1969). Mechanical engineering problems in energetics — Stirling engines. A.S.M.E. Paper No. 69-WA-Ener 15.
 McMahon, H. D. and Gifford, W. E. (1960). A new low-temperature gas expansion cycle, Parts I and II. Advances in cryogenic engineering, Vol. 5. Plenum Press, New York, pp. 354—72.
 Meek, R. M. G. (1961). The measurement of heat-transfer coefficients in packed beds by the cyclic method. Int. Heat-Trans. Conf. (A.S.M.E.), Boulder, Colorado, U.S.A., pp. 770—80.
 Meijer, R. J. (1959). The Philips hot-gas engine with rhombic drive mechanism. Philips Tech. Rev. 20, No. 9, 245—76.
 Meijer, R. J. (1960). The Philips Stirling thermal engine. Ph. D. Thesis, Technical University, Delft. (Also published as Philips Research Reports, Supplements, No. 1 (1961).)
 Meijer, R. J. (1965). Philips Stirling engine activities. S. A. E. Paper No. 949E (Annual winter meeting, Detroit, U.S.A.).
 Meijer, R. J. (1969a). The Philips Stirling engine. Ingenieur. 81, W69—W79, W81—W93.

- Meijer, R. J. (1969b). Rebirth of the Stirling engine. *Sci. J.* A5, No. 2, 31—9.
- Meijer, R. J. (1970). Prospects of the Stirling engine for vehicular propulsion. *Philips Tech. Rev.* 31, No. 5/6, 169.
- Mondt, J. R. (1964). Vehicular gas-turbine periodic-flow heat-exchanger solid and fluid temperature distributions. *J. Engng Pr.* A86, 121—6.
- Murray, J. A., Martin, B. W., Bayley, F. J. and Rapley, C. W. (1961). Performance of thermal regenerators under sinusoidal flow conditions. *Int. Heat-Trans. Conf.*, A.S.M.E., Boulder, Colorado and London, England, pp. 781—96.
- Narayan Rao, N. N. (1954). Problems relating to the development of internal combustion engine industry in India, in A new hot-air engine. C.S. I.R. (New Delhi) Report, pp. 49—56.
- Neelen, G. T. M., Ortegren, L. G. H., Kuhlmann, P. and Zacharias, F. (1971). Stirling engines in traction applications. C.I.M.A.C., A26, 9th Int. Congress on combustion engines, Stockholm, Sweden.
- Nusselt, W. (1927). Die theorie des winderhizers. *Z. Ver. dt. Ing.* 71, 85.
- Nusselt, W. (1928). Der beharrungszustand im winderhitzer. *Z. Ver. Dt. Ing.* 72, 1052.
- Otten, E. H. (1956). Tests on a displacer-type Stirling engine using internal combustion. *Shell Thornton Report K.* 140.
- Parker, M. D. and Smith, C. L. (1960). Stirling engine development for space power. A.R.S. Space power-systems Conf. (Sept.).
- Paste, E. A. and Whitaker, R. O. (1961). Investigation of a 3-kW Stirling-cycle solar power system. WADD-TR-61-122 (in 10 vols). Part I, Engine design. Part X, Experimental evaluation.
- Pitcher, G. K. and du Pre, F. K. (1970). Miniature Vuilleumier-cycle refrigerator. *Proc. Cryogenic Engineering Conference*, Boulder, Colorado, U.S.A.
- Prast, G. (1963). A Philips gas refrigerating machine for 20K. *Cryogenics*. (September) 156—60.
- Ovale, E. B. and Smith, J. L. Jnr. (1968). A mathematical model for steady operation of Stirling-type engines. *J. Engng Pwr. A*, No. 1, 45—50.
- Ovale, E. B. and Smith, J. L. Jnr. (1969). An approximate solution for the thermal performance of a Stirling engine regenerator. *J. Engng Pwr. A*, No. 2, 109—12.
- Rankine, M. (1854). On the means of realizing the advantages of air engines. *Proc. Br. Ass.*
- Rapley, C. (1960). Heat transfer in thermal regenerators. M. Sc. Thesis, Durham University.
- Rietdijk, J. A., Van Beukering, H. C. J., van der Aa, H. H. M. and Meijer, R. J. (1965). A positive rod or piston seal for large pressure differences. *Philips Tech. Rev.* 26, 287—96.
- Rios, P. A. and Smith, J. L. Jnr. (1969). An Analytical and experimental Evaluation of the pressure-drop losses in the Stirling cycle. A.S.M.E. Paper No. 69-W 69—WA/Ener. 8.
- Romie, F. E. and Ambrosio, A. (1966). Heat transfer to fluids flowing with velocity pulsations in a pipe. *Heat transfer, thermodynamics and education*. McGraw-Hill, New York. pp. 273—94.
- Saunders, O. and Ford, H. (1940). Heat transfer in the flow of gas through a bed of solid particles. *J. Iron Steel Inst.* No. 1, p. 291.
- Saunders, O. A. and Smoleniec, S. (1948). Heat regenerators. *Proc. 7th Int. Congress Appl. Mech.* Vol. 3, pp. 91—105.
- Schalkwijk, W. E. (1959). A simplified regenerator theory. *J. Engng Pwr.* A81, 142—50.
- Schmidt, G. (1861). Theorie der geschlossenen calorischen maschine von Laubroy and Schwartzkopf in Berlin. *Z. Ver. Oster. Ing.* p. 79. (1871). Theorie der Lehmann schen calorischen maschine. *Z. Ver. dt. Ing.* 15, No. 1.
- Schultz B. H. (1951). Regenerators with longitudinal heat conduction. General discussion on heat transfer (I. Mech. E. and A.S.M.E.).
- Schultz, B. H. (1953). Approximate formulae in the theory of thermal regenerators. *Appl. scient. Res. A*, 3, 165—73.
- Schumann T. E. W. and Voss, V. (1934). Heat flow through granulated material. *Fuel*, 13, 249—56.
- Schumann T. E. W. (1929). Heat transfer to a liquid flowing through a porous prism *J. Franklin Inst.* 208, 405—16.
- Shuttleworth, P. (1958). An experimental investigation of a Stirling-cycle engine. Durham University. M. Sc. Thesis.
- Siegel, R. and Perlmutter, M. (1961). Two-dimensional pulsating laminar flow in a duct with a constant wall temperature. *Int. Heat-trans. Conf.* (A.S. M.E.), Boulder, Colorado, U.S.A., pp. 517—35.
- Ster, J. Van der (1960). The production of liquid nitrogen from atmospheric air using a gas refrigerating machine. Delft Technische Hochschule Thesis.
- Stirling R. (1817). Improvements for diminishing the consumption of fuel and in particular, an engine capable of being applied to the moving of machinery on a principle entirely new. British Patent No. 4081.
- Tipler W. (1947). A simple theory of the heat regenerator. Tech. Report No. ICT/14, Shell Petroleum Co. Ltd.
- Tipler, W. (1948). An electrical analogue to the heat regenerator. *Proc. Int. Cong. of Appl. Mech.* Vol 3, pp. 196—210.
- Trayser, D. A. and Eibling J. A. (1966). A 50-watt portable generator employing a solar-powered Stirling engine. *Proc. I.E.C.E.C. Conf.* pp. 1008—16.
- Van Nederveen H. B. (1966). The nuclear Stirling engine. Paper 35, Ind. App. of Isotopic power generators. Joint U. K. A. E. A. — E.N.E.A. Intl. Symp. A.E.R.E., Harwell (Sept.).
- Van Weenan F. L. (1948). Construction of the Philips air engine. *Philips Tech. Rev.* 9, 125—34.
- Vasishta, V. (1969). Heat-transfer and flow-friction characteristics of compact matrix surfaces for Stirling-cycle regenerators. M.Sc. Thesis, University of Calgary.
- Wadsworth J. (1961). An experimental investigation of the local packing and heat-transfer processes in packed beds of homogeneous spheres. *Int. Heat-Trans. Conf.* (A.S.M.E.), Boulder, Colorado, U.S.A. pp. 760—9.
- Walker, G. (1961a). The operational cycle of the Stirling engine with particular reference to the function of the regenerator. *J. Mech. Engng Sci.* 3, No. 4.
- Walker G. (1961b). Some aspects of the design of reversed Stirling-cycle machines. Ph. D. Thesis, University of Durham.
- Walker G. (1962). An optimization of the principal design parameters of Stirling-cycle machines. *J. Mech. Engng Sci.* 4, No. 3.
- Walker, G. (1963a). Regeneration in Stirling engines. *Engineer, Lond.* 216, No. 5631.
- Walker, G. (1963b). Density and frequency effects on the pressure drop across the regenerator of a Stirling-cycle machine. *Engineer, Lond.* 216, 1063.
- Walker, G. (1963c). Machining internal fins in components for heat-exchangers. *Machinery, Lond.* 101, No. 2590.
- Walker G. and Khan, M. (1965a). The theoretical performance of Stirling-cycle machines. S.A.E. Paper 949A (Annual winter meeting, Detroit, U.S.A.).
- Walker, G. (1965b). Some aspects of the design of reversed Stirling-cycle machines. A.S.H.R.A.E., Paper No. 231 (Annual summer meeting, Portland, U.S.A.).
- Walker, G. (1965c). Regenerative thermal machines — a status survey. *Proc. Am. Power Conf.* Vol. XXVII, Chicago, p. 530.
- Walker, G. (1967) Stirling-cycle engines for total-energy systems. Inst. Gas Tech. Report, Chicago.
- Walker, G. (1969). Dynamical aspects of the rhombic drive for small cooling engines *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 14 (Ed. K. Timmenhaus). Plenum Press, New York.
- Walker G. (1968). Military applications of Stirling-cycle machines. I.E.C. E.C., Boulder, Colorado.

Walker, G. and Vasishta V. (1971). Heat-transfer and friction characteristics of dense-mesh wire-screen Stirling-cycle regenerators. *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 16 (Ed. K. Timmerhaus). Plenum Press, New York.

Walker, G. and Wan W. K. (1972a). Heat-transfer and fluid-friction characteristics of dense-mesh wire screen at cryogenic temperatures. *Proc. 4th Int. Cryogenic Engineering Conference*, Eindhoven, Netherlands (May).

Walker G. (1972b). Stirling engines for isotope power systems. *Proc. And Intl. Conf. on Power from Radioisotopes*, Madrid (June).

Walker, G. (1972c). Stirling engines — the second coming. *Chart. Mech. Engr.* 19, No. 4, 54—7.

Wan, W. K. (1971). The heat-transfer and friction-flow characteristics of densemesh wire-screen regenerator matrices. M.Sc. Thesis, University of Calgary.

West, F. B. and Taylor, A. T. (1952). The effect of pulsations on heat transfer turbulent flow of water inside tubes. *Chem. Engng Prog.* 48, No. 1, 39—43.

Williamson, J. M. (1959). The effectiveness of the periodic-flow heat-exchanger. *English Electric Report*, No. W/M(4B).

Yagi, S., Kunii D., and Wakao, N. (1961). Radially effective thermal conductivities in packed beds. *Int. Heat-Trans. Conf. (A.S.M.E.) Boulder, Colorado, U.S.A.*, pp 742—9.

Yendall E. F. (1958). A novel refrigerating machine. *Advances in cryogenic engineering*, Vol. 2. Plenum Press, New York. pp. 188—96.

Zeuner, G. (1887). *Technische thermodynamik*. Vol. 1. Leipzig, pp. 347—57.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кириллин В. А. Энергетика — проблемы и перспективы. — *Коммунист*, 1975, № 1, с. 43—51.

2. Стырикович М. А. Взаимодействие топливно-энергетического комплекса с окружающей средой. Доклад на общем собрании Академии наук СССР, 27 ноября 1974 г. — *Вест. АН СССР*, 1975, № 2, с. 13—23.

3. Лазарев П. П. Энергия, ее источники на Земле и ее происхождение. М.: Изд. Академии наук СССР, 1959.

4. Виноградов А. П. Взгляд в будущее. — *Химия и жизнь*, 1977, № 8, с. 10—13.

5. Двигатели Стирлинга. Пер. с англ. Под ред. В. М. Бродянского. М.: Мир, 1975.

6. Мышинский Э. Л., Рыжков-Дудоню М. А. Судовые поршневые двигатели внешнего сгорания. Л.: Судостроение, 1976.

7. Двигатели Стирлинга/Под ред. М. Г. Круглова. — Авт.: Даниличев В. Н., Ефимов С. И., Звонов В. А., Круглов М. Г., Шувалов А. Г. М.: Машиностроение, 1977.

8. Развитие криогенной гелиевой техники за рубежом. Обзорная информация. Криогенное и кислородное машиностроение. Серия ХМ-6. Авт.: Пронько В. Г., Краковский Б. Д., Гузман И. С., Кострицкий В. Я., Попова Т. И. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1976.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Автоматические метеостанции 108
Автомобильный двигатель 11, 88—97, 102, 105
Автономная работа 53, 112, 135
Адиабатный процесс 40, 43
Азот 93, 97, 98
Азота закись 93
— окись 93
Аккумулятор тепловой 113
— электрический 87, 116
Амплитуда давления 70
Анализ термодинамический 29—43
Анзелиус 72
Атмосфера 42, 93
Атомная энергетическая установка 118

Б

Бак 117
Безразмерный параметр мощности 32, 33, 45—52
— — холодопроизводительности 33, 39, 45—52
Бейли 80
Бил 114, 117, 121, 134
Бронза 85
Брэдли 115, 118
Буферная полость 90, 92, 121, 124, 126, 127

В

Вал коленчатый 134
Ван 77
Ванкель 62
Васишта 77
Вибрация 112
Внутренняя энергия 30, 31, 97
Водород 53, 54
Военно-морские суда 112, 113
Военно-транспортные машины 112
Вытеснитель 19, 56, 90
— регенеративный 56, 57
Выхлопные газы 93
Вьюлемьер 130
Вязкость 86

Г

Габариты 49, 95
Газовая постоянная 33, 34—39, 44, 52
— турбина 28, 78, 93, 120
Гелий 53, 54
Генератор давления 23
Гидравлическое сопротивление 27, 53, 71, 85—87

Д

Давление 14—54
— атмосферное 53, 54
— воздуха 53, 54, 98, 114
— максимальное 14—54
— мгновенное 32—54
— минимальное 32
— рабочего тела 32—54, 63
— среднее 32, 35, 38, 128, 129
Давления диапазон изменения 91, 128
Даниэльс 100
Двигатель внешнего сгорания 55—67
— внутреннего сгорания 13, 95—126
— гибридный 125—129
— свободно-поршневой 121—125
— Стирлинга 9, 55—65
— Эриксона 9, 65—67
Движение возвратно-поступательное 18, 29, 88
— гармоническое 31
— непрерывное 31
— прерывистое 18, 24
Де-Брей 87
Джекоб 72
Джиффорд—Мак-Магон 12, 67
Джоуль—Томсон 100
Диаграммы p , V 15, 16, 18—27
— T , s 15, 16, 18—27
Диаметр проволоки 84—86
— цилиндра 10, 95
Динамический эквивалент 127
Допущения 32, 78
Дрос 100
Дю-Пре 100

Ж

Жидкий азот 98
— воздух 97, 98

З

Загрязнение окружающей среды 105, 135
Зазор 83, 133
Закон термодинамики второй 13, 14
— — первый 13, 14
Захариас 93

И

Идеальное рабочее тело 24, 52
Идеальный регенератор 24, 68
Изменение давления 35, 49, 69
— массы 38, 70
— объема 33, 36, 38, 43
— температуры 73, 74
— частоты вращения 54, 69
Изотоп 116
Илифф 72
Имплантиция 116
Искусственное сердце 115—118

К

Кайлей 10
Калгари 41, 109, 125, 127
Камера сгорания 93
Картер 42, 63, 64, 126
Квейл 43, 78
Кейс 72
Келлер 40, 79, 97, 106
Кислород 101
Классификация машин Стирлинга 55—65
— — Эриксона 65—67
Кобальт 109, 110
Коленчатый вал 60, 134
Коллектор солнечный 114
Коллинз 12
Компоновка 45—50
Кондиционирование воздуха 107, 108, 136
Конструкционный материал 28, 52
Коппадз 72
Косая шайба 96
Коэффициент полезного действия термического цикла Карно 16—18
— — — Стирлинга 20
— — — эффективный 91, 95, 128
Коэффициент преобразования 108, 135
— теплоотдачи 67—87
— теплопередачи 29
Криогенная газовая машина 12, 97—101, 106

Криогенный рефрижератор 106
Крутящий момент 93—95
— — номинальный 93, 95
— — тормозной 93

Л

Лауберо-Шварцкопф 59, 60
Лицензии 11
Лондон 72

М

Мартини 67, 117
Масса машины 95
— рабочего тела 38, 70
Массовый расход 38, 70
Машины классификация 55
Машина 9
— вытеснительного типа 55—67
— гибридная 125—129
— двойного действия 61
— двухцилиндровая 55—67
— многоцилиндровая 55—67
— одностороннего (простого) действия 60
— одноцилиндровая 55—67
— роторная 60
— свободно-поршневая 55—67
— с двумя рабочими поршнями 55—67
— с одним рабочим поршнем 55—67
— с переменным объемом рабочего тела 65, 66
— с постоянным объемом рабочего тела 65, 66
— Стирлинга 55, 65
— трехцилиндровая 61
— четырехцилиндровая 61, 88, 94, 107
— Эриксона 65—67
Медь 85
Мейер 11, 40, 54, 90
Метеостанции 108
Механизм ориентации 114
Механические потери 24, 133
Моделирование 41
Морские суда 91, 112
Муррей 80

Н

Навигация 54
Нагрузка тепловая 72—85
— частичная 120
Надежность 118, 125
Насадка 79—82, 134—137
— многослойная 79—82
Насадка плотная 79—82
— сетчатая 79—82, 85, 86
Нержавеющая сталь 134—137
Несгоревшие углеводороды 93
Нуссельт 86

О

Объем вытесняемый 33
— максимальный 33, 81
— мертвый 33—49, 67—87
— минимальный 33—49
— нерабочий 33—49
— общий 33—49
— полости расширения 33, 90
— — сжатия 34, 90
— приведенный 33
— рабочий 49
— свободный 84, 85
— суммарный 33, 49
Ожижитель азота 98
— воздуха 98
— гелия 12
Оксид азота 93
— углерода 93
Оптимальные параметры 45—52
Оптимизация 45—52
Останов 127

П

Параметры безразмерные 33, 45—52
— мощности 33, 45—52
— оптимальные 45—52
— переменные 32—52
— постоянные 32—52
— состояния 15
Перекомденсация 101
Период дутья 72—74
— нагревания 72—74
— охлаждения 72—74
Плотность водорода 97
— насадки 79—82
— рабочего тела 97
— теплового потока 95—97
Подвод теплоты 95—97
Подогреватель воздуха 29
Подшипники 133, 134
— фторографитовые 134
Полость расширения 18, 25, 32—41, 56
— сжатия 18, 25, 32—41, 56
Поршень вытеснительный 41, 55—67, 121, 124
— рабочий 41, 55—67, 90, 121, 124
Потери механические 133
— тепловые 13, 14
Приведенная длина 76
Приведенный период 76
Процесс адиабатный 43
— изотермический 16, 18—23
— изотропический 24
— обратимый 24
— расширения 15—27
— сжатия 15—27

Р

Работа расширения 15—17, 30, 31, 36, 70
— сжатия 15—17, 30, 31, 36, 70
Рабочая полость 15—17, 81, 126
Рабочее тело 15—17, 52, 128
— — двухфазное, двухкомпонентное 128
Равномерность крутящего момента 94
Радиоизотопы 109
Радон 117
Реактор 91
Регенеративный вытеснитель 42, 57, 58
— кольцевой канал 82—85
— тепловой двигатель 10, 41
Регенератор действительный 68
— идеальный 68
— кольцевой 82—85
Регенератора насадка 79—85
— теория 67—87
— экспериментальные характеристики 79, 80, 85, 86
— эффективность 82—87, 101
Регенерация идеальная 24, 72—79
Регулирование 92
Ренкин 9, 18, 57, 59
Рециркуляция 93
Ресурс 94
Ридер 60
Рини 61, 89
Риос 43
Робинсон 59

С

Саундерс 75
Сетка латунная 80
— медная 80, 85
Сжатие изотермическое 16—20
— изотропическое 16—20
Система навигации 108, 135
— ориентации 108, 114
— термоэлектрического преобразования 108, 109, 135
Смазка 61
Смит 13
Смоленник 75
Соединения азота 93
— интерметаллические 97
— углерода 93
Солнечная энергия 113, 135
Сопротивление гидравлическое 27, 53, 71, 85—87
Стирлинг 9—135
Стоимость 53, 95

Т

- Температур отношение 33, 43
 Температура в камере сгорания 93
 — воды 17, 27, 28, 104
 — допустимая 28
 — максимальная 14, 16, 19, 28, 96
 — мертвого объема 33
 — минимальная 14, 16, 19, 28, 104
 — на входе в насадку 73, 74
 — на выходе из насадки 73, 74
 — нагревания 28, 33
 — ожожения 97, 101
 — полости расширения 33
 — — сжатия 33
 — радиатора 95
 Теория регенератора 67—87
 Тепловая труба 95, 96, 109
 Теплоемкость 24, 67—87
 Теплоноситель 108—111
 — газовый 109
 — жидкометаллический 96, 109
 Теплообменники 67—87, 95, 96, 103, 109
 Теплоотдача 24, 28, 67—87
 Теплопередача 29, 67—87
 Теплопроводность 67—87
 Теплота подводимая 16—20, 36, 39
 — отводимая 16—20, 36, 39
 Типлер 72

У

- Угол поворота коленчатого вала 33, 69
 — смещения изменения объемов 33
 Универсальные системы 119, 120
 Уокер 13, 40, 41, 52, 69, 80, 84
 Уплотнения 56, 104
 Уравнение состояния 32
 — цикла Стирлинга 29—31
 Уровень шума 93

Ф

- Фазовое состояние 55, 128
 Фазовый угол 33, 70
 Фарнборо индикатор 69
 Фернас 77
 Филиппс 11, 12, 87—101, 105
 Финкельштейн 40, 41
 Фитиль 95, 96
 Фосфористая бронза 84
 Фринеля линза 114
 Фтористый литий 97
 Функции 15, 41
 — непрерывные 41

Х

- Хан 40
 Характеристики двигателя 54, 95
 — криогенной газовой машины 100
 Хармисон 117
 Хаузен 72, 79
 Хефнер 101
 Ход поршня 95, 111
 Холодильный коэффициент 22

Ц

- Цвайер 62
 Цикл Вюлемьера 130
 — действительный 25—29
 — замкнутый 9
 — идеальный 24, 29—31
 — Карно 16
 — открытый 9
 — регенеративный 24
 — Стирлинга 18—23, 24, 29—31
 — теоретический 29—52
 — Шмидта 31—43
 — Эриксона 20, 21

Ш

- Шатун 88, 90
 Шелквийк 40
 Шмидт 31, 40, 132
 Шток 41, 88, 90, 92
 Шума уровень 93

Э

- ЭВМ 32
 Эгби 124
 Эйндховен 11, 12
 Электродвигатель 87, 108
 Электродвигатель 125
 Электронагреватель 111, 127
 Энергетические установки 106—120
 — — подводные 113
 — — солнечные 113
 — — судовые 112
 — — ядерные 91, 118
 Энергия механическая 97, 98, 100
 — отводимая 16—20, 36, 39
 — подводимая 16—20, 36, 39
 Энтальпия 15
 Энтропия 15, 30, 31

Ю

- Юнайтед Стирлинг 11

Я

- Ячейка 85, 86

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава первая. Введение	9
1-1. Определение	9
1-2. Различные названия двигателей	9
1-3. Краткая история	10
1-4. Двигатели фирмы «Филиппс»	11
1-5. Холодильные машины	12
Глава вторая. Идеальные термодинамические циклы	13
2-1. Некоторые элементарные положения	13
2-2. p , V - и T , S -диаграммы	14
2-3. Цикл Карно	16
2-4. Цикл Стирлинга	18
2-5. Цикл Эриксона	21
2-6. Цикл Стирлинга для теплового двигателя	21
2-7. Цикл Стирлинга для холодильной машины	21
2-8. Тепловой насос с циклом Стирлинга	22
2-9. Генератор давления с циклом Стирлинга	23
2-10. Выводы	23
Глава третья. Действительный регенеративный цикл двигателя	24
3-1. Идеальный цикл	24
3-2. Действительный цикл	25
Глава четвертая. Теоретический анализ систем с циклом Стирлинга	29
4-1. Идеальный цикл Стирлинга	29
4-2. Цикл Шмидта	31
4-3. Основные уравнения	33
4-3-1. Среднее давление цикла	35
4-3-2. Передаваемая теплота и производимая работа	36
4-3-3. Полость расширения	36
4-3-4. Полость сжатия	37
4-3-5. Распределение массы рабочего тела в машине	38
4-3-6. Отводимая теплота холодильной машины и выходная мощность двигателя в безразмерных единицах	39
4-3-7. Дальнейшее усовершенствование теоретического анализа	39
Глава пятая. Предварительный расчет	43
5-1. Основные конструктивные параметры	43
5-2. Некоторые расчетные уравнения цикла Шмидта	43
5-3. Оптимизация параметров компоновки	45
5-4. Результирующие графики	50
5-5. Рабочее тело	52

Глава шестая. Классификация механических систем	55
6-1. Введение	55
6-2. Конструктивные разновидности машин Стирлинга	55
6-2-1. Одноцилиндровые машины вытеснительного типа	56
6-2-2. Двухцилиндровые машины вытеснительного типа	59
6-2-3. Многопоршневые машины	60
6-2-4. Сравнение многоцилиндровых машин с машинами вытеснительного типа	62
6-2-5. Сравнение одноцилиндровых и многоцилиндровых машин вытеснительного типа	64
6-3. Конструктивные разновидности машин Эриксона	65
Глава седьмая. Регенеративные теплообменники в машинах Стирлинга	67
7-1. Введение	67
7-2. Идеальный регенератор	68
7-3. Реальный регенератор	68
7-4. Теоретические основы работы регенератора	72
7-5. Рабочие условия	72
7-6. Обсуждение результатов	76
7-7. Применение теории к регенерации в машинах Стирлинга	77
7-8. Экспериментальные данные	79
7-9. Практические рекомендации по конструкции регенератора	80
7-10. Двигатели	82
7-11. Криогенные газовые машины	84
7-12. Некоторые данные по теплообмену и гидравлическому сопротивлению проволочных сеток с плотными ячейками	85
Глава восьмая. Программа фирмы «Филипс»	87
8-1. Ранний этап развития	87
8-2. Двигатели	88
8-3. Криогенные газовые машины	97
8-4. Лицензии фирмы «Филипс»	101
Глава девятая. Применение машин, работающих по циклу Стирлинга	102
9-1. Достоинства	102
9-2. Недостатки	102
9-3. Перспективы применения	105
9-3-1. Автомобильные двигатели	105
9-3-2. Криогенные газовые машины	106
9-3-3. Рефрижераторные установки	106
9-3-4. Электрогенераторы малой мощности	108
9-3-5. Двигатели для морских судов	112
9-3-6. Подводные энергетические системы	113
9-3-7. Солнечные энергетические установки	113
9-3-8. Новые области применения и использование двигателей Стирлинга в учебных целях	115
9-3-9. Механический привод в аппаратах «искусственное сердце»	115
9-3-10. Привод электрогенераторов в ядерных энергетических установках	118
9-3-11. Универсальные энергетические системы	119

Глава десятая. Направления исследований	121
10-1. Свободнопоршневые двигатели Била	121
10-2. Гибридный двигатель со свободным вытеснителем и кривошипно-шатунным приводом рабочего поршня	125
10-3. Двухкомпонентные двухфазные рабочие тела	128
10-4. Машина Вюлембера	130
10-5. Некоторые вопросы, относящиеся к исследованиям в области регенераторов и теплообменников	131
Глава одиннадцатая. Некоторые рекомендации	134
Список литературы	138
Список рекомендуемой литературы	144
Предметный указатель	145